DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPOSITIVO HIDRÁULICO PARA MEDICIÓN DE POTENCIA EN MOTORES DE COMBUSTIÓN Y/O ELÉCTRICOS PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES Y PROCESOS DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA.

ABRAHAM ELÍAS MONTIEL ARUACHÁN

JORGE ANDRÉS CONEO GÓMEZ

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA

MECÁNICA MONTERÍA - CÓRDOBA

2020

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPOSITIVO HIDRÁULICO PARA MEDICIÓN DE POTENCIA EN MOTORES DE COMBUSTIÓN Y/O ELÉCTRICOS PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES Y PROCESOS DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ABRAHAM ELÍAS MONTIEL ARUACHÁN

JORGE ANDRÉS CONEO GÓMEZ

Trabajo de grado presentado en la modalidad de proyecto de investigación, como parte de los requisitos para optar al Título de Ingeniero Mecánico.

Director de proyecto

Ing. ELKIN CAMILO MEDELLÍN PERÉZ

Codirector

M.Sc. Yahir Enrique González Doria

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA MONTERÍA - CÓRDOBA

2020

La responsabilidad ética, legal y científica de las ideas, conceptos y resultados del proyecto, serán responsabilidad de los autores.
Artículo 61, acuerdo No. 093 del 26 de noviembre de 2002 del consejo superior

NOTA DE ACEPTACIÓN

_____

_____

_____

_____

Ing. ELKIN CAMILO MEDELLÍN PÉREZ

Director

_____

M.Sc. YAHIR ENRIQUE GONZÁLEZ DORIA

Codirector

_____

M.Sc. VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUÁREZ

Jurado

_____

Dr. LUIS ARMANDO ESPITIA SANJUAN

Jurado

Montería, 2020

DEDICATORIA

Principalmente quiero dedicar a Dios este logro. Por ser nuestro guía, nuestro motor, que nos acompaña, protege y nos anima en los momentos más difíciles de nuestra vida. A mi querida madre Carmen Gómez Pitalua, hermanos y familiares por su comprensión y apoyo incondicional en cada etapa de mi vida. A mi padre Jorge Coneo Buitrago y amigos por todas las enseñanzas que plasmaron en mi vida y la fortaleza que dieron para seguir adelante en los momentos difíciles.

JORGE ANDRÉS CONEO GÓMEZ

Quiero dedicar este proyecto a Dios por regalarme la oportunidad de vivir y de poder acceder a la educación superior, a mis padres por apoyarme incondicionalmente en esta travesía difícil pero gratificante de terminar, y finalmente a todas aquellas personas que aportaron en mi formación.

ABRAHAM ELÍAS MONTIEL ARUACHÁN

AGRADECIMIENTOS

A mis padres por todo el apoyo que depositaron en mi vida, y que me impulsaron a salir a adelante.

A nuestro director de proyecto Ing. Elkin Camilo Medellín Pérez por habernos brindado la oportunidad de desarrollar este proyecto bajo su orientación, por su colaboración y apoyo.

A los ingenieros auxiliares Jaime Villada, Marco Osorio y al amigo José Sierra por colaboración en el desarrollo del trabajo.

A los docentes, jefe de departamento, secretarias y compañeros de Departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Córdoba

JORGE ANDRÉS CONEO GÓMEZ

A mis padres por otorgarme la oportunidad de formarme como profesional, por estar pendiente de mi formación académica y aconsejarme para la toma de buenas decisiones.

Me siento muy agradecido con mi compañero Juan David Guerra, por ser mi gran aliado en la consecución de este logro y prestarme su ayuda desinteresada.

ABRAHAM ELÍAS MONTIEL ARUACHÁN

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABLAS

LISTA DE GRAFICAS

ANEXOS

RESUMEN DEL PROYECTO

Este proyecto tuvo como objetivo diseñar y construir un dispositivo hidráulico aplicando el principio de funcionamiento de un dinamómetro de motor, para medir potencia en motores de combustión y/o eléctricos, destinado a los estudiantes del Programa de Ingeniería Mecánica y a toda la comunidad académica de la Universidad de Córdoba; lo que a su vez se convierte en una herramienta que permite realizar pruebas como parte del componente práctico en el proceso enseñanza-aprendizaje.

El dispositivo se desarrolló con base en las especificaciones técnicas de la bomba hidráulica como parámetros de entrada, entre los que se encuentran rpm mínimas y máximas, presión de trabajo de la bomba y desplazamiento cubico por revolución. Igualmente se usó el software de diseño "SOLIDWORKS" para hacer un análisis estructural del chasis del dispositivo por medio de simulaciones y finalmente se llevó a cabo la construcción y posterior validación mediante ensayos experimentales y curvas de desempeño de los motores dados por el fabricante.

La construcción del banco hidráulico nos permitió realizar pruebas de medición de potencia a un motor estacionario portátil comúnmente comercializado en la ciudad de Montería de 4.100 W, con velocidad de rotación máxima de 3600 rpm, arrojando un error relativo de 6,76%.

El presente documento esta divido en 6 capítulos en el cual se indica cada uno de los procesos que llevaron al diseño y a la construcción del dispositivo alcanzando así cada uno de los objetivos expuestos inicialmente.

Palabras claves: motores, hidráulica, potencia, rpm, caudal.

ABSTRACT

The present project had as objective to design and to construct a hydraulic device applying the operating principle of a motor dynamometer, to measure the power in combustion and / or electric motors, for the use of the students of the Mechanical Engineering Program; which in turn becomes a tool that allows testing as part of the practical component in the teaching-learning process.

The device was developed based on the technical specifications of the hydraulic pump as input parameters, including minimum and maximum rpm, pump working pressure and cubic displacement by revolution. Similarly, a design software "SOLIDWORKS" was used to make a structural analysis of the device's chassis by means of simulations, and finally the construction and subsequent validation were carried out by means of experimental tests and performance curves of the motors given by the manufacturer.

The construction of the hydraulic bench allowed us to carry out power measurement tests on portable stationary motors commonly marketed in the city of Monteria from 2984 W to 7460 W with a value close to the theoretical with a relative error of 6.76%, and with rotation speeds of 1800 rpm or 3600 rpm.

This document is divided into 6 chapters in which each of the processes that led to the design and construction of the device is indicated, thus achieving each of the objectives set out initially.

Key words: motors, hydraulics, power, rpm, flow.

1. INFORMACIÓN GENERAL DEL PROYECTO

1.1 INTRODUCCIÓN

La potencia es una de las características más importante de los motores eléctricos y de los de combustión interna, por lo que normalmente se necesita verificar. Actualmente, las empresas suelen medir esta potencia de forma indirecta e incluso imprecisa. Por ejemplo, se puede medir la corriente y el voltaje de entrada, y de acuerdo con la eficiencia del motor (que es proporcionada por el fabricante y puede no ser real y/o variar con el tiempo y con las condiciones de carga) se efectúan los cálculos respectivos, aunque con este método se obtiene un valor de potencia teórico y no se tienen en cuenta ciertas pérdidas a la hora de obtener una potencia mecánica de salida real. (Gutiérrez & Corrales, 2008).

Los instrumentos de medición de potencia son útiles para complementar la teoría acerca de motores de combustión interna y motores eléctricos, brindando una herramienta que permite realizar pruebas como parte del componente práctico en el proceso enseñanza-aprendizaje. Además, esta clase de instrumentos son útiles en la investigación, puesto que por medio de ellos se realizan validaciones experimentales.

Debido al alto costo de estos equipos en Colombia, son pocos los laboratorios de universidades que pueden obtenerlos. Algunas de las entidades de educación superior en Colombia que cuentan con una máquina de medición de potencia de motores es la universidad de los Andes, la cual tiene un dinamómetro de chasis (Ono Sokki Technology Inc.), es uno de los pocos instalados en una universidad en Latinoamérica y uno de los tres que se encuentran en Colombia, que tuvo un costo de 500 millones de pesos.

Actualmente El Programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad De Córdoba, no cuenta con un instrumento de medición de potencia que complemente la teoría acerca de

motores de combustión interna y motores eléctricos, no permitiendo la validación experimental de las temáticas tratadas en los cursos de máquinas térmicas, conversión de energía, electivas de profundización (combustibles y combustión y motores de combustión interna) y en la investigación del área de energía, a través de la realización de prácticas por parte de los estudiantes del Programa.

Por esta razón, se plantea el diseño y construcción de un dispositivo hidráulico como equipo académico, para uso de los estudiantes del Programa de Ingeniería Mecánica en prácticas de medición de potencia de bajo costo. Teniendo como punto de partida los parámetros de entrada: la presión, caudal y rpm que se determinaron por medio de instrumentos de medición, después se llevó a cabo la construcción y finalmente la validación del equipo mediante pruebas experimentales de motores, ya sea de combustión interna y/o eléctricos.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo general

Diseñar y construir un dispositivo hidráulico aplicando el principio de funcionamiento de un dinamómetro de motor, para medir potencia en motores de combustión y/o eléctricos.

1.2.2 Objetivos específicos

- Determinar parámetros de presión, caudal y rpm por medio de instrumentos de medición, para obtener analíticamente potencia y torque.

- Diseñar y construir el dispositivo para medición de potencia a partir de los criterios de funcionamiento de un dinamómetro hidráulico y los parámetros técnicos de la bomba hidráulica.

- Validar el equipo mediante pruebas de medición de potencia en motores de combustión y/o eléctricos para construir curvas de desempeño.

1.3 MARCO TEÓRICO

1.3.1 El Dinamómetro

El dinamómetro es una herramienta mecánica que permite aplicar carga sobre un motor al proporcionarle un torque opuesto al que gira, simulando el escenario de la vida real en el que el motor tiene que entregar la potencia para impulsar un vehículo o producir un torque necesario para energizar una máquina.

Esta herramienta trabaja bajo el principio de que cuando el motor mantiene una velocidad constante angular (rpm) ante el torque opuesto al giro, generado por el dinamómetro debe ser idéntico al producido por el motor en ese régimen. Si el torque aplicado por el dinamómetro para cargar el motor es conocido, entonces podemos conocer el valor que entrega en un régimen de velocidad angular especifico. De esta manera, se puede calcular potencia entregada fácilmente a partir de torque, en sus distintos regímenes de velocidades angulares y así crear la curva de potencia del motor, que constituye una fuente de diagnóstico confiable al evaluar su rendimiento (Chávez, 2007).

1.3.2 Clasificación del dinamómetro según su aplicación

Dinamómetro de chasis

El dinamómetro de chasis es un equipo diseñado para medir la potencia y realizar pruebas directamente sobre los vehículos, para esto dispone de uno o más rodillos sobre los que descansan las ruedas motrices del vehículo, estas ruedas impulsan el o los rodillos los cuales se encuentran acoplados a la unidad de absorción de potencia (en el caso de dinamómetros de freno), conforme el motor a través de su sistema motriz transmite potencia a las ruedas estas movilizan los rodillos los cuales son frenados por la unidad de

absorción de potencia para poder simular así una condición especifica de carga sobre el motor o bien para medir la potencia del motor (Cerecero, 2012).

El dinamómetro de chasis puede tener varias configuraciones de estados de carga y dependiendo de ellos se podrá realizar diferentes modalidades de pruebas, pero básicamente puede ser dinamómetro para medir potencia en rueda como en la figura 1 o en eje mostrado en la figura 2 (Hormiga & Moreno, 2013).

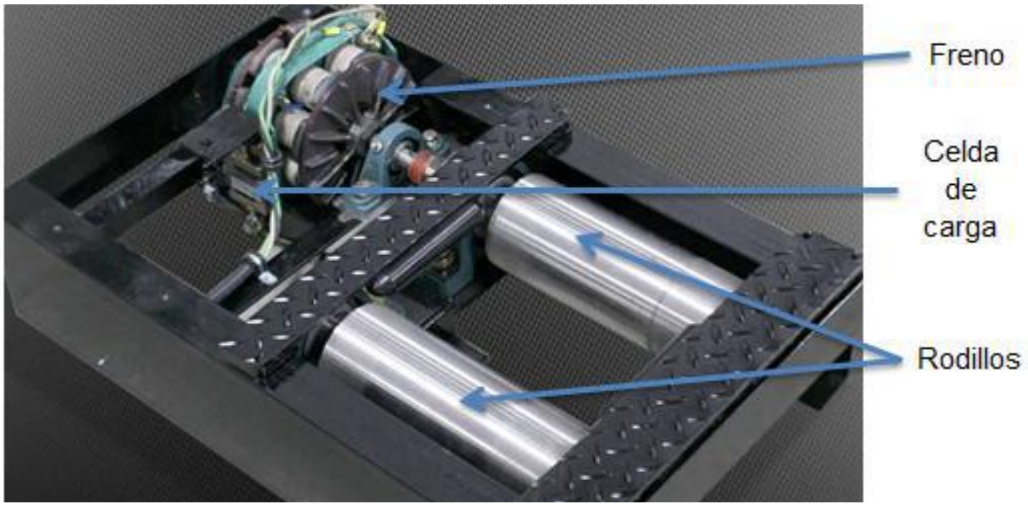


Figura 1.Dinamómetro para medir potencia en rueda
Fuente: tomado de (Hormiga & Moreno, 2013)

Figura 2.Dinamómetro para medir potencia en eje
Fuente: Tomado de (Morales, 2007)

Dinamómetro de motor

Este tipo de dinamómetro es usado para medir la potencia directamente en el eje del motor, por lo cual el aparato de medición se debe enganchar al motor del cual se desee medir la potencia como se muestra en la figura 3. Este tipo de dinamómetro es usado generalmente en los departamentos de investigación, desarrollo y talleres automotrices donde el motor se encuentra fuera del vehiculó, por encontrarse directamente conectado al dinamómetro lo hace un método exacto en la medición de la potencia en el eje del motor. Es de notar que usando este método no se tiene ningún tipo de perdida por transmisión, rodadura, fricción con el aire o deslizamiento, por lo tanto, si se quiere tener una prueba más real se deben simular dichas condiciones a través de un freno (Hormiga & Moreno, 2013).

Figura 3.Dinamómetro de banco o de motor
Fuente: Tomado de (https://all.biz/br-pt/dinammetro-hidrulico-dhi-600-g91757)

1.3.3 Clasificación según el tipo de máquina

Máquina fija

Este tipo de máquina se caracteriza por ser anclada en un lugar fijo el cual se debe adecuar para llevar acabo de la medición, esto es debe tener un sistema de refrigeración del motor de la motocicleta y un sistema de extracción de gases para garantizar que la combustión se lleve a cabo con aire puro y que los operarios no se intoxiquen con los humos de la combustión. Por ser una maquina fija generalmente ocupa gran espacio y es pesada, tiene un diseño simple y robusto porque no se tienen tantas limitaciones de espacio ni peso, lo cual la hace menos compleja y a la vez mas mantenible (Hormiga & Moreno, 2013).

Máquina portable

Este tipo de máquina tiene la característica de ser compacta y liviana, debe ser robusta y resistente a golpes para que cuando se lleve a cabo su movilización no se afecte el buen funcionamiento de la máquina. Puede ser usada en cualquier sitio a donde pueda ser transportada debido a que en general lo único que debe ser alimentado son los sensores y la unidad de procesamiento de datos los cuales consumen un bajo voltaje esto para dinamómetros puramente inerciales, debido a que si se tienen frenos estos por lo general deben ser alimentados por la red eléctrica lo que hace perder portabilidad a un dinamómetro (Hormiga & Moreno, 2013).

1.3.4 Clasificación según el tipo de freno

Dinamómetro hidráulico

Este sistema está diseñado para absorber la energía del motor en el eje de la bomba que se encuentra conectada al cigüeñal por medio de una reducción mecánica.

Toda energía disipada por el motor es convertida en calor, que se transfiere al fluido hidráulico, a la bomba, a las mangueras de presión y al tangue; tiempo después es cedida al medio ambiente y a sus alrededores por radiación natural. El dinamómetro está formado por cuatro partes fundamentales, la bomba de desplazamiento positivo, la válvula reguladora de caudal, un intercambiador de calor y un tanque de almacenamiento de fluido (Ariza & Vanegas, 2013).

Principio de funcionamiento de un dinamómetro hidráulico

Este tipo de dinamómetro consiste en un sistema cerrado que permite cargar un motor al generar una fuerza motriz contraria al giro del eje del cigüeñal de un motor. Para esto se utilizan bombas de desplazamiento positivo conectado al eje del cigüeñal mediante un matrimonio mecánico, el dinamómetro hidráulico cuenta con una válvula que controla el flujo hidráulico, el cual pueden ser manuales o servo válvulas, su función es restringir el flujo cuando se aplica carga sobre la bomba de piñones, generando un torque opuesto al giro del motor de combustión o eléctrico, permitiendo reducir la velocidad del motor hasta la velocidad angular deseada que se mide en unidades de revoluciones por minuto o RPM. Cuando del motor de prueba trabaja a una velocidad determinada cargado por el dinamómetro, se puede calcular la potencia que es entregada a la bomba mediante cálculos matemáticos y obtener curvas de potencia (Chávez, 2007).

Dinamómetro de discos hidráulicos

Los dinamómetros de discos hidráulicos no están muy extendidos. consisten en uno o varios discos alojados entre las placas de un estator. Existe una pequeña holgura por la que circula el fluido hidráulico y la capacidad de absorción de potencia se produce por el cizallamiento que origina el agua al circular por dichas holguras. Tienen un pobre rendimiento a bajas velocidades y sólo se utilizan para algunas aplicaciones concretas, como por ejemplo el ensayo de turbinas de gas (Martyr & Plint, 2007).

Dinamómetros de corriente continua

Los dinamómetros de corriente continua contienen un motor eléctrico CC que es capaz de absorber la potencia generada en el banco y devolverla a la red eléctrica. Son robustos, fiables y son capaces de actuar como dinamómetros activos. Como contrapartida, tienen una velocidad máxima limitada y una gran inercia que puede acarrear problemas de vibraciones torsionales. Como contienen un conmutador eléctrico, su mantenimiento generalmente resulta más caro que los de corriente alterna (Martyr & Plint, 2007).

Dinamómetro de corriente alterna

Las características de los dinamómetros de corriente alternan son muy similares a los dinamómetros de corriente continua, pero presentan menos inercia a altas velocidades y su mantenimiento es más barato. En ocasiones pueden presentar fallos en los cojinetes y otras partes móviles debido a la alta diferencia de potencial producida entre el rotor y el estator (Martyr & Plint, 2007).

Dinamómetro de corrientes parásitas

También llamado freno de corrientes de Eddy es una forma de las más antiguas de unidades de absorción de potencias, pero por su versatilidad es ampliamente usado en la actualidad. Su versión más simple consiste en un disco metálico que funciona como rotor, y a este va unida la flecha del motor o los rodillos del dinamómetro. Por ambos lados del disco están colocadas una serie de bobinas que al hacer circular una corriente a través de ellas generan un campo magnético, conforme el disco comienza a girar actúa como un conductor cortando el campo magnético, lo que ocasiona que en el disco se induzcan corrientes, pero al no contar con un circuito externo estas corrientes se disipan en forma de calor, este se muestra en la figura 4. (Cerecero, 2012)

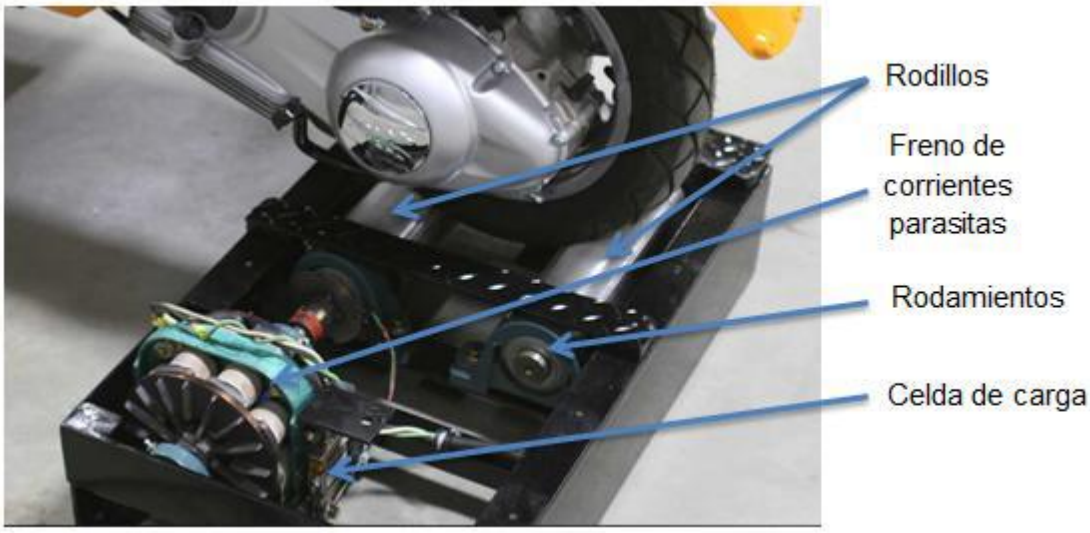


Figura 4.Dinamómetro de corrientes parasitas
Fuente: Tomada de (Hormiga & Moreno, 2013)

Dinamómetro de fricción

Un dinamómetro de freno de fricción aprovecha el contacto entre dos materiales como un sistema básico de frenado en donde se convierte energía cinética en calor, lógicamente tras este proceso es necesario liberar al ambiente este calor para no afectar al sistema con incrementos de temperatura.

La implementación de estos tipos de frenos en la construcción de dinamómetros es básica y sencilla, pero se hace un poco compleja a la hora de evaluar y controlar las variables y parámetros con los que cuenta. Aspectos como los materiales usados, los procesos de fabricación de las pastillas o cintas de frenado y disco, variaciones de temperatura, agentes contaminantes del ambiente, humedad, polvo entre otros, hacen que sea difícil de cuantificar con certeza la cantidad de energía disipada haciendo difícil el modelamiento del sistema (Hormiga & Moreno, 2013).

1.3.5 Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de dinamómetros.

Para la selección del tipo de dinamómetro se tuvo en cuenta diferentes aspectos que influenciaron para su diseño y construcción, alguno de esos se puede ver en la tabla 1.

Tabla 1. Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de dinamómetros

Tipos de dinamómetros	Ventajas	Desventajas
Hidráulicos	Muy baratos, baja inercia y robustos	Baja respuesta a los cambios del par motor. Desgaste elevado debido a

		la cavitación y turbulencia. Mantenimiento frecuente
Hidráulicos de discos	Adecuados para aplicaciones a altas velocidades	Pobre rendimiento a bajas velocidades
Corriente continua	Tecnología muy desarrollada. Capaces de actuar como dinamómetros activos.	Gran inercia. Necesitan mantenimiento adecuado y prevención contra incendios.
Corriente alterna	Menos inercia que los de CC. Capaces de actuar como dinamómetros activos.	Costosos. Necesarios sistemas de protección contra daño eléctrico.
Corrientes parásitas o de Foucault	Muy baja inercia. Buena adaptación al control por ordenador. Mecánicamente simples.	Vulnerables al sobrecalentamiento. Necesitan un sistema de refrigeración adecuado.
Discos de fricción	Para aplicaciones especiales a baja velocidad y par motor elevado.	Rango de velocidades muy limitado.

Fuente: Tomado de (Perchín, octubre 2014) y adaptado por: Autores, (2020)

1.3.6 Estado del arte

Los diseñadores, fabricantes de motores y vehículos frecuentemente necesitan realizar medidas del desempeño y mejoras en el rendimiento. En diversas ocasiones, estos cambios y mejoras son muy diminutas que se hace muy importante el uso de instrumentación específica para apreciarlo. Para llevar a cabo esta función se hace necesario el uso de un instrumento que se integran en un montaje conocido con el nombre de banco de potencia, sin embargo, la manera más correcta de llamarlo es la de dinamómetro. (Perchín, octubre 2014)

Los estudiantes Camilo Ariza y Luis Vanegas (2013) realizaron el diseño de un dinamómetro hidráulico para motores de combustión interna con una potencia menor a 65 HP para el laboratorio de ingeniería mecánica de la universidad pontificia bolivariana, para ello utilizaron procesos de fabricación y herramientas adecuadas, con las recomendaciones de los fabricantes de los equipos y bajo los criterio planteados en la norma SAE j1349, obteniendo así en la pruebas que el motor tiene comportamientos similares a una prueba de altas velocidades(5000 a 6000 rpm).

Debido al alto costo de estos equipos en Colombia, son pocos los laboratorios de universidades que pueden obtenerlos. Algunas de las entidades de educación superior en Colombia que cuentan con una máquina de medición de potencia de motores es la universidad de los Andes, la cual tiene un dinamómetro de chasis (Ono Sokki Technology Inc.), que puede entregar una potencia de 50 kW en modalidad de motor (drive) y absorber una potencia de 55 kW en modalidad de freno regenerativo (absorption). El Dinamómetro de Chasis puede desarrollar velocidades hasta de 120 km/h, este equipo es un elemento único a nivel mundial y con grandes aplicaciones científicas. Es uno de los pocos

instalados en una universidad en Latinoamérica y uno de los tres que se encuentran en Colombia, que tuvo un costo de 500 millones de pesos que incluyen diseño y obra civil de la infraestructura, cableado e instalación del suministro eléctrico, conexión y configuración de los módulos de control, diseño y montaje del sistema de extracción de gases. Parte del equipo fue donado por la Honda Motor Company.

1.4 MARCO CONCEPTUAL

1.4.1 Bomba hidráulica

Una bomba es una máquina hidráulica generadora que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía hidráulica del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud (Avdiaz, 2008).

1.4.2 Manómetro

El principio de funcionamiento de todos los manómetros se basa en la deformación de un elemento sensible en función de la presión y la transmisión de esta deformación a un mecanismo que actúa sobre la aguja indicadora.

El valor de la presión se indica habitualmente en una esfera de 270 º angular con subdivisiones normalizadas. Los instrumentos llenados con un líquido de amortiguación ofrecen una seguridad añadida contra vibraciones y pulsaciones. (Jalloul, 2019)

Los manómetros Bourdon

Tienen tubos de sección oval y de forma circular que acogen el medio de medición y se deforman a la medida que estén sometidos a presión. El terminal del muelle produce un movimiento en proporción de la presión y transmite la trayectoria mediante un mecanismo a la aguja. (Jalloul, 2019)

1.4.3 Flujómetro.

Es un instrumento usado para medir lineal, no lineal, la masa o caudal volumétrico de un líquido o un gas a través de un conductor. (Omega, 2016)

1.4.4 Válvula reguladora.

Las válvulas reguladoras de caudal tienen la función de mantener constante un caudal, independientemente de las oscilaciones de presión y temperatura. (Rexroth AG, 2019)

1.4.5 Tacómetro

Es un dispositivo permite medir la frecuencia de rotación de un elemento bajo operación dinámica o velocidades de superficies y extensiones lineales. Son utilizados para una gran diversidad de usos industriales, ya sea en motores eléctricos, de combustión interna, molinos, bandas transportadoras, turbinas, etc.

Si clasificamos por principio de operación los tacómetros, podemos establecer dos grandes grupos, los de contacto y no-contacto. El de contacto utiliza un elemento acoplador entre el elemento bajo rotación y el tacómetro de no-contacto también llamados ópticos, utilizan una fuente de luz que apunta hacia el objeto en rotación, en donde previamente se ha colocado una cinta reflejante para que emita pulsos de luz hacia el fotosensor que tiene el dispositivo. (Hernández, 2015)

1.4.6 Mangueras hidráulicas

Una manguera es un tubo hueco diseñado para transportar fluidos de un lugar a otro, éstas generalmente son cilíndricas y para poder unirlas se utilizan distintos tipos de racores o acoples. Su construcción se basa en trenzas de acero con una cubierta delgada y flexible, lo cual facilita el ruteo de ensambles en los equipos. (QuimiNet, 2011)

1.4.7 Sistema de transmisión (Bandas y poleas)

El sistema de poleas con correa más simple consiste en dos poleas situadas a cierta distancia, que giran a la vez por efecto del rozamiento de una correa con ambas poleas. Las correas suelen ser cintas de cuero flexibles y resistentes. Es este un sistema de transmisión circular puesto que ambas poleas poseen movimiento circular. (Pulido, 2008)

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS

2.1.1 Consideraciones iniciales

El diseño de la máquina se realizó con base en el funcionamiento de un dinamómetro hidráulico comercial y los lineamientos teóricos expuestos en la literatura y trabajos de grado realizados en otras universidades del país. El dispositivo se ideó como un banco hidráulico compacto, liviano y de construcción sencilla, para una operación manual por mínimo dos personas como se muestra en la figura 5.

Figura 5. Diseño del dispositivo
Fuente: Autores, (2020). Imagen obtenida de SOLIDWORKS 2018

De acuerdo con los antecedentes, el funcionamiento del dispositivo consiste en inducir un torque opuesto al giro del motor en prueba, mediante el estrangulamiento del flujo en la descarga de la bomba, por medio de una válvula reguladora de caudal.

2.1.2 Potencia de frenado

Con base en la curva característica de la bomba hidráulica mostrada en el anexo A, y las prestaciones de mangueras, acoples y válvulas ofrecidos comercialmente, se determinó el valor mínimo y máximo de potencia, para el caso se obtuvo un rango desde 2984 W hasta 7460 W.

2.1.3 Presión máxima de trabajo

Este parámetro se seleccionó de acuerdo con las presiones manejadas por componentes hidráulicos comerciales, se tomó una presión máxima de 21 MPa, puesto que este valor prioriza la viabilidad técnica y económica.

2.1.4 RPM máximas de trabajo

Teniendo en cuenta el desplazamiento de la bomba y el tamaño del reservorio hidráulico, se optó por una reducción mecánica por poleas y banda sincrónica limitando los rpm del eje de la bomba, se fijó una relación 2,13:1 para trabajar con motores de combustión a 3600 y 1800 rpm.

2.1.5 Dimensiones de la unidad estructural

El dimensionamiento del banco se desarrolló a partir de las medidas generales de motores de combustión de baja potencia comúnmente comercializados en la ciudad de Montería, específicamente la serie GX de Honda para motores a gasolina, y tipo Yanmar para motores Diesel, que se muestran en el anexo B.

Por otra parte, el dispositivo cuenta con sistema de rieles para facilitar el acople de estos motores y el tensionamiento de la banda, brindando 3 grados de libertad.

2.2 DISEÑO DEL DISPOSITIVO

2.2.1 Diseño conceptual

El dispositivo para medir potencia consiste básicamente de un circuito hidráulico, conformado por una bomba hidráulica de engranes**,** válvula reguladora de caudal, y tanque de almacenamiento. La bomba se acopla al eje del motor mediante una reducción mecánica de banda y poleas dentadas, limitando el caudal manejado por la bomba como consecuencia de la disminución de los giros del eje de esta, lo que se traduce en un reservorio de menor capacidad. Finalmente, la válvula reguladora carga el motor por medio del aumento de presión en la descarga.

Por otra parte, el banco cuenta con un manómetro para medir la presión generada en el circuito, rotámetro para censar caudal instantáneo y un tacómetro como elemento auxiliar que permite conocer las revoluciones del motor en prueba como se muestra en la figura 6. Los elementos anteriormente mencionados se conectan entre sí por medio de racores y mangueras, y se montan sobre un chasis construido en acero.

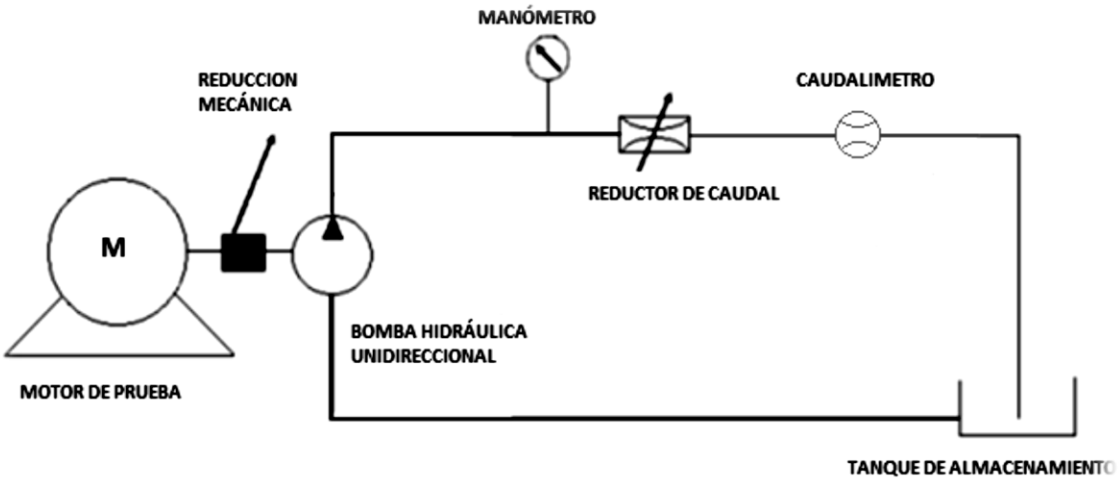


Figura 6. Diseño conceptual del dispositivo
Fuente: Autores, (2020)

2.2.2 Diseño y selección de componentes

2.2.2.1 Unidad estructural

La selección de los perfiles para conformar el chasis del dispositivo, se realizó con base en las cargas a las que está sometido el equipo. El diseño se logró mediante los lineamientos de flexión en vigas, y el criterio de Von Mises. Igualmente, se orientó la selección a perfiles comerciales ofrecidos en la ciudad de Montería, priorizando la viabilidad técnica y económica.

2.2.2.2 Sistema de trasmisión

Con el fin de limitar los rpm máximos de la bomba hidráulica incluida en el dispositivo, se optó por una reducción mecánica de polea y bandas dentadas marca Optibelt.

2.2.2.3 Válvula reguladora de caudal

Se seleccionó una válvula marca KOMPASS con una presión máxima de trabajo de 35 MPa y caudal máximo de 0,0005 metro cúbico por segundo, lo que cumple con los requerimientos de presión y caudal del sistema. Ver anexo F.

2.2.2.4 Mangueras y racores

El sistema esta interconectado con mangueras SAE 100 R2 de diámetro 19,05 mm para la succión y diámetro 12,7 mm para la descarga. Los racores utilizados son especiales para este tipo de mangueras, soportando la máxima presión de trabajo del circuito.

2.2.2.5 Tanque de almacenamiento

El dispositivo se diseñó para trabajar con el reservorio del banco hidráulico del laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica. La conexión del sistema se ideó sin alterar los parámetros de ensamble actuales del banco hidráulico, y para un fácil acople.

Debido a que los ensayos se realizan en ciclos cortos de trabajo, la capacidad del reservorio de 0,03785 metros cúbicos es adecuada para tal fin, al igual que permite utilizar menos cantidad de aceite, reduciendo costos en el montaje.

2.3 CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE

2.3.1 Construcción del chasis

La construcción de la unidad estructural del dispositivo se realizó con base en los planos mostrados en el anexo J. Las actividades de manufactura se efectuaron en las instalaciones del laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba, y el taller de metalmecánica Granja Industrial ubicado en la ciudad de Montería.

El material utilizado se limitó al uso de un solo perfil cuadrado y un perfil en ángulo, minimizando sobrantes y costos de compra y producción. Las máquinas- herramientas utilizadas se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. Máquinas y herramientas utilizadas

Máquina-herramienta	**Servicio**	**Elemento**
Tronzadora	Corte de perfiles	Piezas a la medida para construcción de estructura
Equipo de soldadura	Unión de piezas	Geometría final del chasis
Taladro	Perforaciones en perfiles y laminas	Rieles, orificios para pernos
Pulidora	Corte sencillo y acabado	Acabado superficial final de la estructura
Escuadras y ángulos	Complemento para manufactura	Geometría adecuada de la unidad estructural
Compresor y pistola de pintura neumático	Aplicación de pintura	Protección de oxidación y buen aspecto

Fuente: Autores, (2020)

2.4 VALIDACIÓN DEL EQUIPO

Los ensayos de medición de potencia se realizaron de acuerdo con los parámetros mencionados en los manuales de servicio de fabricantes como HONDA y YANMAR, al igual que los lineamientos expuestos en proyectos de grados relativos al tema.

Las pruebas se ejecutaron aplicando carga progresiva sobre un motor tipo Honda de encendido por chispa, monocilíndrico y de aspiración natural con una potencia neta de 4,1 KW a 3600 rpm, de producción en serie y nuevo, asegurando el paso por los puntos de mayor potencia y torque mediante la reducción de su velocidad en rangos de 100 rpm, como se muestra en la curva de desempeño aportada por el fabricante y referenciada en el anexo H. Las curvas potencia - torque se elaboraron a partir de los datos de presión, caudal y rpm, usando la ecuación de potencia mecánica y torque aportada en el catálogo del fabricante MARZOCCHI, referenciado en el anexo G y que se muestran a continuación:

Potencia absorbida(P)

$$\boldsymbol{P = \frac{Q * \Delta p}{600 * \eta_{tot}}} \ \textbf{[kW]}$$

Q: caudal [litros/min]

Δ**p:** diferencial de presión [bar]

$\boldsymbol{\eta_{tot}}$**:** rendimiento total ($\eta_{hm} * \eta_{vol}$) (tomar valor indicativo de 0,8)

Torque o par absorbido (M)

$$\boldsymbol{M = \frac{V * \Delta p}{62{,}8 * \eta_{hm}}} \ \textbf{[Nm] (2)}$$

V: cilindrada [$cm^3/giro$]

$\Delta \boldsymbol{p}$**:** diferencial de presión [bar]

$\boldsymbol{\eta_{hm}}$**:** rendimiento hidromecánico (tomar como valor indicativo 0,8 para funcionamiento en frio y 0,85 para funcionamiento en caliente)

Es importante mencionar que los datos se obtuvieron bajo condiciones ambientales de la ciudad de Montería, lo que se traduce en condiciones de operación a alta temperatura y presión atmosférica cercana a la del nivel del mar, provocando caída de la potencia real aportada por el motor en prueba.

El número de pruebas se determinó con base en la recomendación de la Guía sobre incertidumbre en la medición industrial (ICONTEC, 2009), la cual sugiere un máximo de 10 mediciones. Adicionalmente, los ensayos se realizaron en el laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba a una temperatura de 34 grados Celsius y presión atmosférica de 1008 hPa.

Los resultados de las pruebas se tabularon y graficaron por medio del software EXCEL versión 2016, limitando las mínimas rpm al régimen de mayor torque, puesto que no es posible seguir disminuyendo la velocidad ya que se provocaría el apagado de la máquina.

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 CALCULO DE LA UNIDAD ESTRUCTURAL

Cargas sobre la estructura

Carga inducida por el sistema de trasmisión:

Pesos de las poleas

$$\text{Polea menor (k)} = m_k * 9{,}81\frac{m}{s^2} = (1{,}32\ kg)\left(9{,}81\frac{m}{s^2}\right) = 12{,}95\ N$$

$$\text{Polea mayor (g)} = m_g * 9{,}81\frac{m}{s^2} = (4{,}3\ kg)\left(9{,}81\frac{m}{s^2}\right) = 42{,}2\ N$$

Carga trasmitida a los ejes de la bomba y el motor por tensión en carga. Las ecuaciones utilizadas se pueden ver en el anexo B1.

Potencia máxima por trasmitir = 7,46 kW (p)

Diámetro polea menor = 76,39 mm (dwk)

Velocidad de rotación polea menor = 3600 rpm (nk)

Ecuación 1.

$$S_{n_3} = \frac{p*1000}{v} \qquad \text{con} \quad v = \frac{dwk*nk}{19100}$$

Entonces, $v = \frac{(76{,}39\ mm)(3600\ rpm)}{19100} = 14{,}4\ m/s$

Así, $S_{n_3} = \frac{(7{,}46\ kW)(1000)}{14{,}4\ m/s} = 518{,}1\ N$

La carga trasmitida al eje de bomba y motor es:

Ecuación 3.

$$S_a = S_{n_3} * 1{,}1$$

$$S_a = 518{,}1\ N * 1{,}1 = 570\ N$$

la viga de soporte bomba-polea mayor es el elemento critico en la estructura, y puesto que se procura el uso de un solo perfil, la selección del tipo de sección es común para toda la parte de fijación de la estructura. Adicionalmente, se necesita el ranurado del mismo para fijar los motores de prueba y la bomba hidráulica, por lo que se hace necesario seleccionar un perfil en ángulo por su facilidad de uso en este tipo de aplicaciones, igualmente el ala del perfil debe ser por lo menos de 38 mm, ya que se necesita perforar y ranurar en algunas secciones que conforman la estructura.

El fabricante DIACO ofrece perfiles de 38 mm desde 3 mm hasta 6 mm de espesor, con una resistencia mínima a la fluencia $S_y = 345\ MPa$, que se muestran en el anexo C.

D.C.L (Viga soporte conjunto polea mayor-bomba)

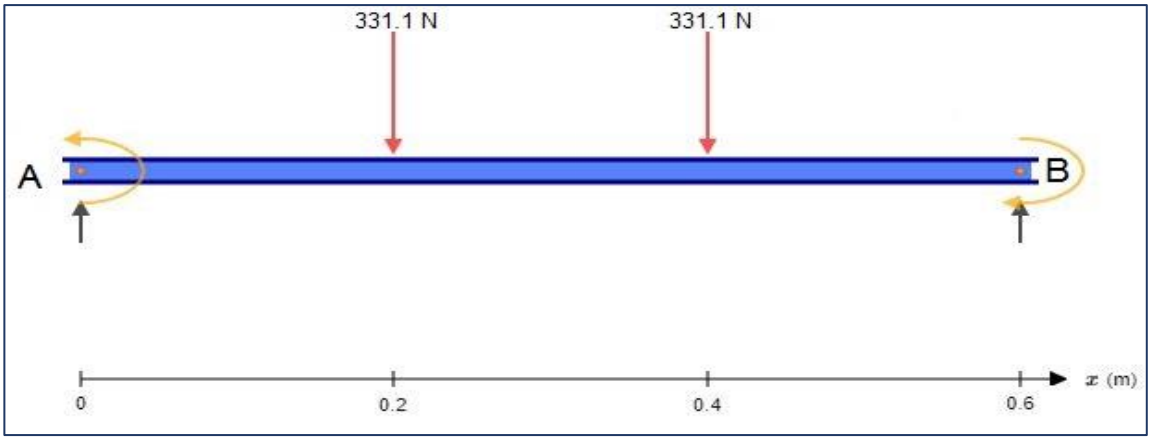


Figura 7. D.C.L Viga soporte

Fuente: Autores, (2020)

Carga total sobre la viga se reparte entre los dos elementos transversales unidos a esta.

$F_t = 570\ N + 42{,}2\ N + w_B$ Con $w_B = 50\ N$ (peso de la bomba)

Entonces

$$F_t = 570\ N + 42{,}2\ N + 50\ N$$

$$F_t = 662{,}2\ N$$

Se deduce que las reacciones en los puntos A y B son:

$$R_A = 331{,}1\ N \quad \wedge \quad R_B = 331{,}1\ N$$

Luego los momentos quedaría así:

$$M_A = M_B = \frac{331{,}1\ N(0{,}2\ m)(0{,}6\ m - 0{,}2\ m)}{0{,}6\ m}$$

$$M_A = M_B = 44{,}2\ N.m$$

A partir de la ecuación 5-19 (Budynas y Nisbett, 2012, p216)

$\sigma' = \frac{S_y}{n}$ Para el caso $\sigma' = \sigma_{max}$

También de la ecuación 3-26b (Budynas y Nisbett, 2012, p88)

$$\sigma_{max} = \frac{M}{Z}$$

Por tanto, se igualan las ecuaciones 5-19 y 3-26b y se obtiene que:

$\frac{M}{Z} = \frac{S_y}{n}$ (*)

Para una sección tipo ángulo de 38 mm x 3 mm, se tiene que Z = 1,2 cm^3 y $S_y = 345\ MPa$. Despejando a n de la ecuación (*) y sustituyendo, se sigue que:

$$n = \frac{S_y Z}{M} = \frac{(345x10^6\ Pa)(1{,}2\ cm^3)(\frac{1\ m^3}{10^6\ cm^3})}{44{,}2\ N.m}$$

$$\boldsymbol{n = 9,37}$$

Finalmente, el chasis se conformó utilizando perfil estructural cuadrado de 50 mm calibre 12 en acero ASMT- A500 grado C, cuyas propiedades se muestran en el anexo C1.

Las uniones se realizaron por medio de soldadura eléctrica E70, puesto que cumple con los requerimientos de diseño como se muestra en la simulación del anexo D, es económica, de fácil aplicación y es ofertada en el mercado local.

Adicionalmente el chasis está dotado de 8 soportes en caucho, distribuidos entre las 4 patas de la base y los 4 orificios en la bancada del motor, estos permiten amortiguar las vibraciones generadas en los ensayos, mitigando el efecto sobre la estructura.

3.2 CALCULO DEL SISTEMA DE TRASMISIÓN

Los cálculos se realizaron de acuerdo con el manual técnico del fabricante referenciado en los anexos E, E1, E2, E3, E4 y E5 y se muestran a continuación:

Máxima potencia motor: 7460 W

RPM máximas unidad motriz: 3600

Tipo de unidad impulsada: bomba de engranes externos

RPM máximos bomba: 1800

Distancia entre centros nominal: 490 mm

Por consiguiente,

De la tabla 5 a la 11 mostradas en el anexo E1 Y E2, el factor de carga para bombas de engranes es $c = 1{,}7$

De la ecuación 2 mostrada en el anexo E5, se tiene la potencia de diseño es

$$p = (10x746x1{,}7) = 12682\ W$$

A partir de la ecuación 4 anexo E5, la relación de trasmisión es $i = \frac{3600}{1800} = 2$

Con base en la información anterior y el diagrama 3 en el anexo E, se obtuvo un paso de 8 mm. Posteriormente de la tabla 23 mostrada en el anexo E4, se tomó una polea menor de 32 dientes y ancho 30 mm, así la polea impulsada fue de 64 dientes e igual ancho.

La longitud de la correa se determinó a partir de los valores de distancia entre centro y los diámetros de paso de las poleas, utilizando la ecuación número 1 en el anexo E3.

Finalmente, las especificaciones de la reducción son:

Polea menor: 32-8m-30

Polea mayor: 64-8m-30

Correa: 1360-8m-30

Sin embargo, debido a la oferta comercial el sistema queda así:

Polea menor: 30-8m-30 Polea mayor: 64-8m-30

Correa: 1400-8m-30

3.3 CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE

El proceso de manufactura inició con el corte y unión mediante soldadura de los perfiles para obtener la geometría deseada, se usaron herramientas como imanes para soldadura garantizando perpendicularidad en las uniones, esto se aprecia en las figuras 8, 9 y 10

Figura 8. Corte de perfiles
Fuente: Autores, 2020. Registro fotográfico.

Figura 9. Perfiles listos para soldar
Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico.

Figura 10. Unión de los perfiles por soldadura
Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico.

Adicionalmente, se usó la pulidora y el taladro vertical para producir rieles, ranuras y orificios en la estructura. Estos procesos se llevaron a cabo siguiendo los lineamientos expuestos en la teoría, y se aprecian en la figura 11 y figura 12.

Figura 11. Construcción de rieles para el motor de prueba.
Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico.

Figura 12. Taladrado de estructura del dispositivo

Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico

Después, se lijó, pulió y limpió todo el chasis metálico para aplicar pintura, para protección de oxidación y darle un acabado como se muestra en las figuras 13, 14 y 15.

Figura 13. Chasis lijado y pulido

Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico

Figura 14. Aplicación de anticorrosivo
Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico.

Figura 15. Aplicación de pintura
Fuente: Autores, (2020)

3.3.1 Montaje del sistema hidráulico

Los accesorios hidráulicos que se ensamblaron fueron: bomba hidráulica de engranes, válvula reguladora de caudal, rotámetro y manómetro por medio de mangueras SAE 100 R2 para trabajar a una presión máxima de 21 MPa, como se muestra en las figuras 16 y 17.

Figura 16. Bomba de engranajes y accesorios hidráulicos.
Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico.

Figura 17. Montaje de los componentes hidráulicos
Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico

Posteriormente, se fijó la bomba hidráulica en la placa base del chasis por medio de 2 pernos M10 con contratuerca y arandela elástica. La placa se sujetó a la estructura por medio de 4 pernos de 9,525 mm, para luego acoplar la tubería de aspiración e impulsión del circuito.

Las mangueras utilizadas se sujetaron a la estructura por medio de soportes comerciales para tubería y se amortiguaron para reducir el impacto de las vibraciones.

3.3.2 Montaje del sistema de trasmisión y guarda correa

El sistema se ensambló con un juego de poleas dentadas y banda sincrónica de marca Optibelt, como se muestra en la figura 18.

El acoplamiento de las poleas a los ejes de bomba y motor se logró mediante maquinado en el torno y la fresadora, alivianando la polea mayor y obteniendo la geometría necesaria en los orificios.

Figura 18. Juego de poleas dentadas y bandas sincrónica
Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico.

luego se colocó el guarda correa, el cual se fijó a la estructura por medio de tres tornillos.

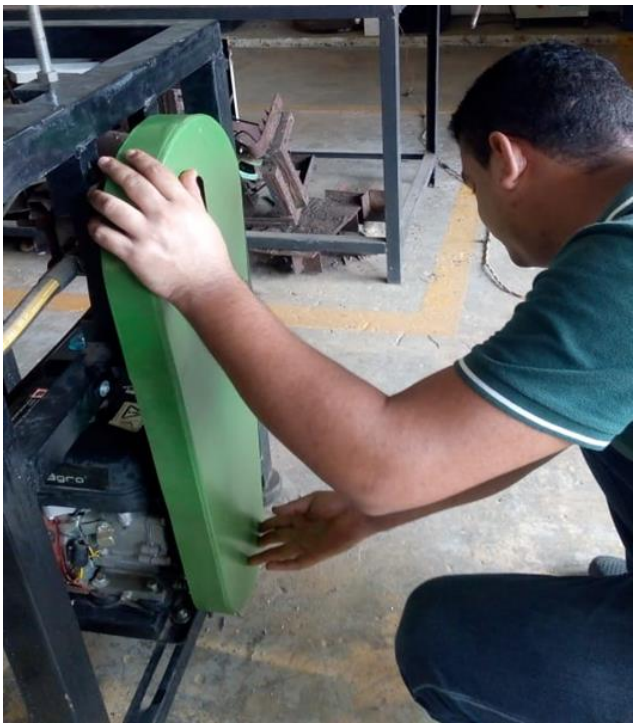


Figura 19. Fijación del guarda correa
Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico.

Finalmente se acoplaron todos los componentes como se ilustra en la figura 20, usando elementos de sujeción requeridos por el diseño del dispositivo.

Figura 20. Dispositivo terminado
Fuente: Autores, (2020). Registro fotográfico.

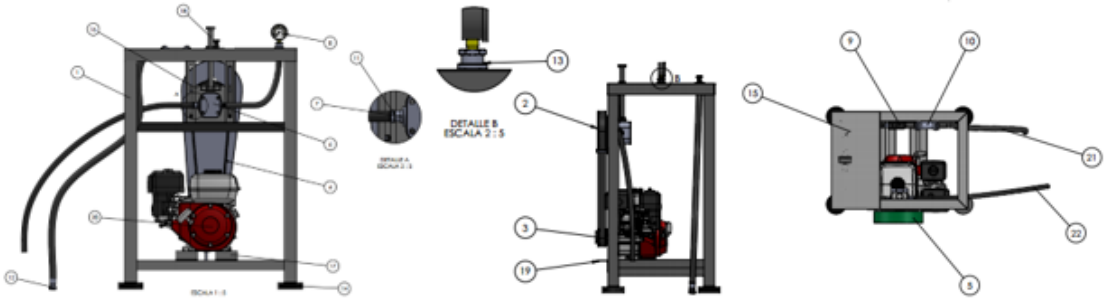


Figura 21. Plano de ensamble final
Fuente: Autores, (2020)

Tabla 3. Componentes del dispositivo hidráulico

N° DE ELEMENTO	N° DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHASIS	ASTM A-36	1
2	POLEA PEQUEÑA DENTADA	ACERO AL CARBONO	1
3	POLEA GRANDE DENTADA	FUNDICIÓN GRIS	1
4	CORREA	CAUCHO	1
5	GUARDA CORREA	ASTM A-36 CALIBRE 16	1
6	BOMBA HIDRÁULICA	GHP2BK2	1
7	BRIDA	ACERO INOXIDABLE	2

8	MANÓMETRO	GLICERINA 5000 PSI	1
9	VÁLVULA REGULADORA	KOMPASS TVC	1
10	ROTÁMETRO	HLIT 300	1
11	RACOR MACHO	ACERO INOXIDABLE	8
12	RACOR HEMBRA	ACERO INOXIDABLE	1
13	TEE	ACERO INOXIDABLE	1
14	SOPORTE CAUCHO	CAUCHO	4
15	LAMINA BASE	ASTM A-36	1
16	PLATINA BASE	ASTM A-36	1
17	RIEL	ASTM A-36	2
18	VARILLA ROSCADA	ACERO GALVANIZADA	1
19	SOPORTE GUARDA	ASTM A-36	4
20	MOTOR DE PRUEBA	TIPO HONDA GX	1
21	MANGUERA HIDRÁULICA	SAE 100 R2 DE 12,7 mm	1
22	MANGUERA HIDRÁULICA	SAE 100 R2 DE 19,05 mm	1

Fuente: Autores, (2020)

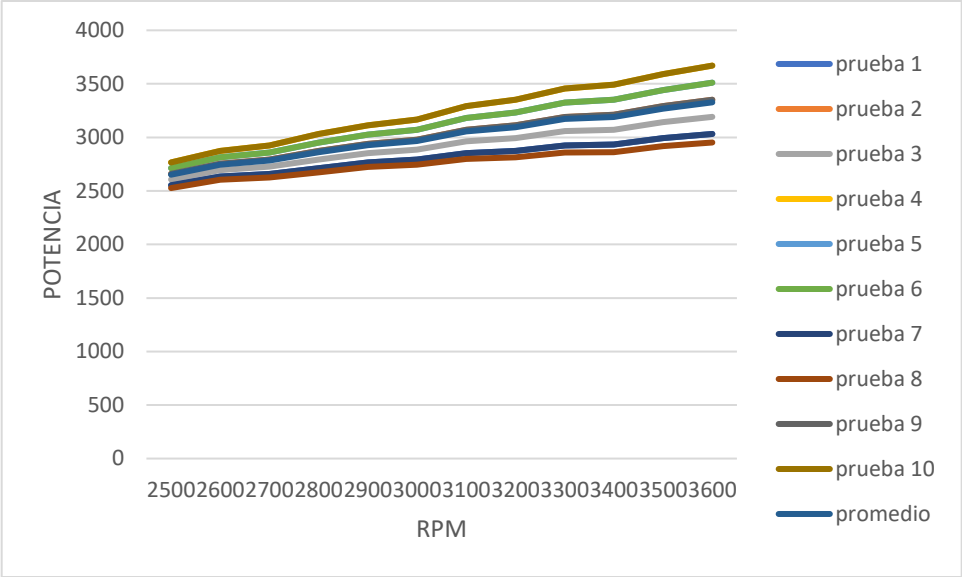
3.4 ANÁLISIS

Los valores de potencia y de torque medidos en las pruebas de validación del equipo se muestran en las tablas 4 y 5 y n las gráficas 1 y 2 respectivamente.

Tabla 4. Valores de potencia obtenidos en las pruebas

RPM	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4	Prueba 5	Prueba 6	Prueba 7	Prueba 8	Prueba 9	Prueba 10	Promedio	Desviación estándar
2500	2553,3	2659,7	2606,5	2766,1	2712,9	2712,9	2553,3	2526,7	2659,7	2766,1	2651,7	88,7
2600	2633,1	2752,8	2693,0	2872,5	2812,7	2812,7	2633,1	2603,2	2752,8	2872,5	2743,8	99,7
2700	2659,7	2792,7	2726,2	2925,7	2859,2	2859,2	2659,7	2626,5	2792,7	2925,7	2782,7	110,8
2800	2712,9	2872,5	2792,7	3032,1	2952,3	2952,3	2712,9	2673,0	2872,5	3032,1	2860,5	133,0
2900	2766,1	2939,0	2852,6	3111,9	3025,4	3025,4	2766,1	2722,9	2939,0	3111,9	2926,0	144,1
3000	2792,7	2978,9	2885,8	3165,1	3072,0	3072,0	2792,7	2746,2	2978,9	3165,1	2964,9	155,2
3100	2852,6	3072,0	2962,3	3291,4	3181,7	3181,7	2852,6	2797,7	3072,0	3291,4	3055,5	182,9
3200	2872,5	3111,9	2992,2	3351,3	3231,6	3231,6	2872,5	2812,7	3111,9	3351,3	3093,9	199,5
3300	2925,7	3191,7	3058,7	3457,7	3324,7	3324,7	2925,7	2859,2	3191,7	3457,7	3171,7	221,7
3400	2932,3	3211,6	3072,0	3490,9	3351,3	3351,3	2932,3	2862,5	3211,6	3490,9	3190,7	232,8
3500	2992,2	3291,4	3141,8	3590,6	3441,0	3441,0	2992,2	2917,4	3291,4	3590,6	3269,0	249,4
3600	3032,1	3351,3	3191,7	3670,4	3510,8	3510,8	3032,1	2952,3	3351,3	3670,4	3327,3	266,1

Fuente: Autores, (2020)

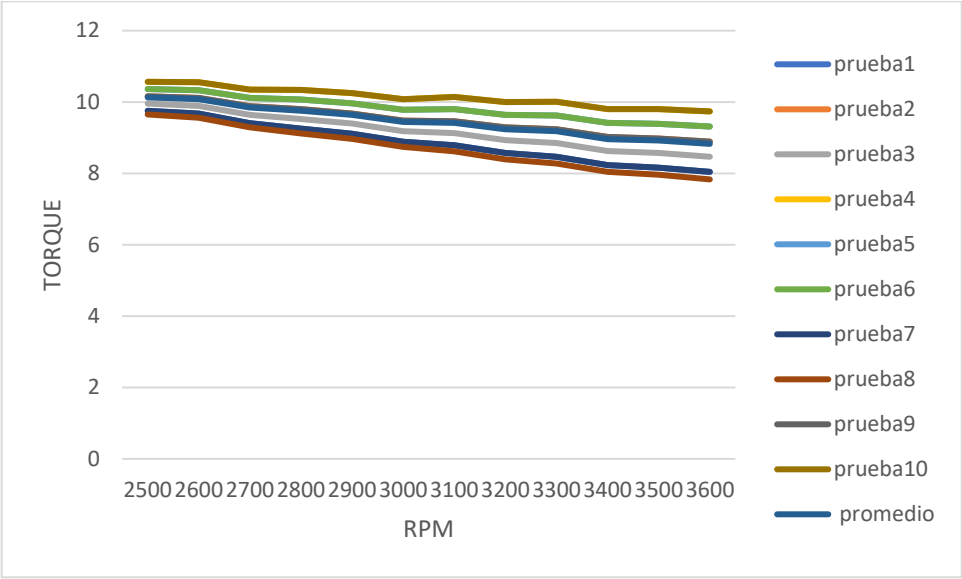


Grafica 1. Curvas de potencia
Fuente: Autores, (2020)

Tabla 5. Valores de torque obtenidos en las pruebas

RPM	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4	Prueba 5	Prueba 6	Prueba 7	Prueba 8	Prueba 9	Prueba 10	Promedio	Desviación estándar
2500	9,75	10,16	9,95	10,56	10,36	10,36	9,65	10,16	9,75	10,56	10,12	0,33
2600	9,67	10,11	9,89	10,55	10,33	10,33	9,56	10,11	9,67	10,55	10,07	0,36
2700	9,40	9,87	9,64	10,34	10,11	10,11	9,29	9,87	9,40	10,34	9,84	0,39
2800	9,25	9,79	9,52	10,34	10,06	10,06	9,11	9,79	9,25	10,34	9,75	0,45
2900	9,10	9,67	9,39	10,24	9,96	9,96	8,96	9,67	9,10	10,24	9,63	0,47
3000	8,89	9,48	9,18	10,07	9,77	9,77	8,74	9,48	8,89	10,07	9,43	0,49
3100	8,78	9,46	9,12	10,13	9,80	9,80	8,61	9,46	8,78	10,13	9,41	0,56
3200	8,57	9,28	8,92	10,00	9,64	9,64	8,39	9,28	8,57	10,00	9,23	0,59
3300	8,46	9,23	8,85	10,00	9,62	9,62	8,27	9,23	8,46	10,00	9,17	0,64
3400	8,23	9,02	8,62	9,80	9,41	9,41	8,04	9,02	8,23	9,80	8,96	0,65
3500	8,16	8,98	8,57	9,79	9,38	9,38	7,96	8,98	8,16	9,79	8,91	0,68
3600	8,04	8,89	8,46	9,73	9,31	9,31	7,83	8,89	8,04	9,73	8,82	0,70

Fuente: Autores, (2020)

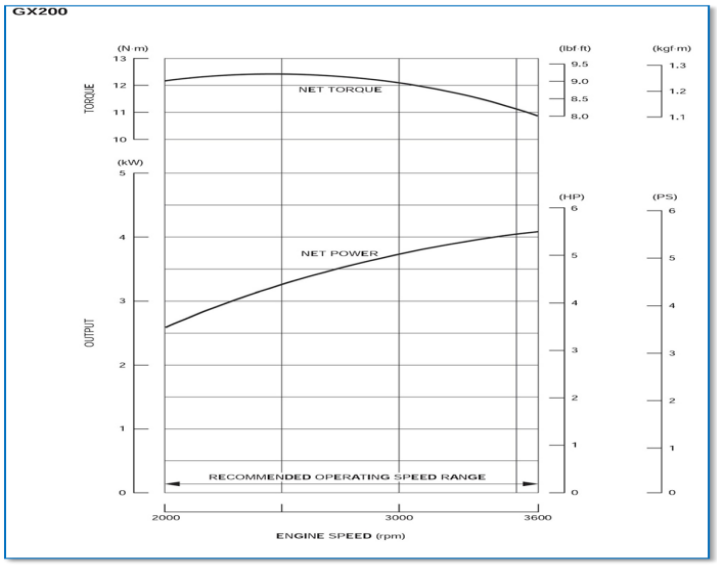


Grafica 2. Curvas de torque
Fuente: Autores, (2020)

La curva potencia-torque promedio elaborada a partir de los datos obtenidos en las 10 pruebas ejecutadas junto a la curva suministrada por el fabricante se muestran en la gráfica 3 y 4 respectivamente.

Grafica 3. Curva potencia-torque promedio.

Fuente: Autores, (2020)



Grafica 4. Curva potencia-torque fabricante
Ver anexo H

Por lo anterior, se puede decir que el motor probado presenta un comportamiento similar al descrito en la curva de desempeño del fabricante, los valores máximos de potencia y torque ocurren a 3600 y 2500 rpm respectivamente.

La potencia promedio máxima obtenida en las pruebas fue de 3327 W y el torque promedio fue de 10,13 N-m, cuyos errores relativos se calcularon por medio de la ecuación:

$$e_{r=} \frac{|x_t - x_r|}{x_t} \times 100$$

$$x_t = valor\ teorico;\ x_r = valor\ real$$

Para el caso de la potencia, el error fue de 15,47% con respecto al valor teórico corregido, mientras que para el torque fue de 15,58%, porcentajes manejables debido a que el equipo

será para uso académico. También, la dispersión alrededor del valor promedio para torque y potencia fue mayor en el punto de máxima potencia del motor.

Las discrepancias entre los valores reales y teóricos de potencia y torque son causadas por factores como la calidad de la instrumentación, la caída de la eficiencia total de la bomba debido a desgaste por uso anterior, al igual que no poder censar la presión generada justo en la salida de la bomba.

Finalmente, la potencia máxima estuvo limitada por las pérdidas causadas por las condiciones ambientales en las que opero el motor, aumentando las diferencias entre la potencia medida y la potencia teórica dictada por el fabricante.

4. CONCLUSIONES

- ✓ Se establecieron parámetros de caudal, presión y rpm para determinar el rango de potencia manejado por el dispositivo hidráulico.
- ✓ Se construyó un banco hidráulico que permite realizar pruebas de medición de potencia a motores estacionarios portátiles y eléctricos comúnmente comercializados en la ciudad de Montería desde 2984 W hasta 7460 W, y con velocidades de rotación de 1800 rpm o 3600 rpm.
- ✓ Los componentes del circuito hidráulico se seleccionaros de acuerdo con parámetros de presión y caudal del sistema, así como la geometría de la bomba hidráulica.
- ✓ Las pruebas se ejecutaron de acuerdo con las recomendaciones aportadas en el manual del fabricante HONDA y lineamientos expuestos en proyectos de grados similares.
- ✓ Se compararon las curvas obtenidas en los ensayos de medición de potencia con las suministradas por el fabricante, observándose una mayor dispersión en los datos cercanos al régimen de mayor torque.
- ✓ La máxima potencia medida fue de 3327 W, valor cercano al teórico con un error relativo de 15,47% y que es aceptable para practicas netamente académicas.

5. RECOMENDACIONES

- ✓ Utilizar instrumentos de medición de mayor sensibilidad y resolución para censar el caudal y la presión generada en el circuito. Se recomienda sustituir por un manómetro digital marca FLUKE modelo 700RG30 o WIKA CPG1500, y un flujómetro digital en línea marca FILL-RITE serie FR1118A10 o SOTERA serie FR1118P10, este último ensamblado después de la válvula reguladora de caudal.

- ✓ Se recomienda usar un intercambiador de calor aire-aceite en la tubería de retorno para prevenir fugas en el sistema, deterioro prematuro del aceite y caída de presión en el circuito por efectos del sobrecalentamiento generado en pruebas de duración superior a 15 minutos, para efectos prácticos se sugiere un intercambiador marca HYDAC modelo OK-ELC 3H puesto que es liviano, satisface los requerimientos de disipación de calor, y es de fácil montaje en la estructura.

- ✓ Se recomienda utilizar un tacómetro de mayor versatilidad para la toma de valores de rpm, para el caso se aconseja utilizar un tacómetro marca DIGITEN 4 dígitos con sensor de proximidad y pantalla led, fácilmente adaptable al banco hidráulico y que reduce el número de personas necesarias en la ejecución de pruebas.

- ✓ Se recomienda probar motores ciclo Diesel con arranque eléctrico, debido a la dificultad de estos para encenderlos manualmente.

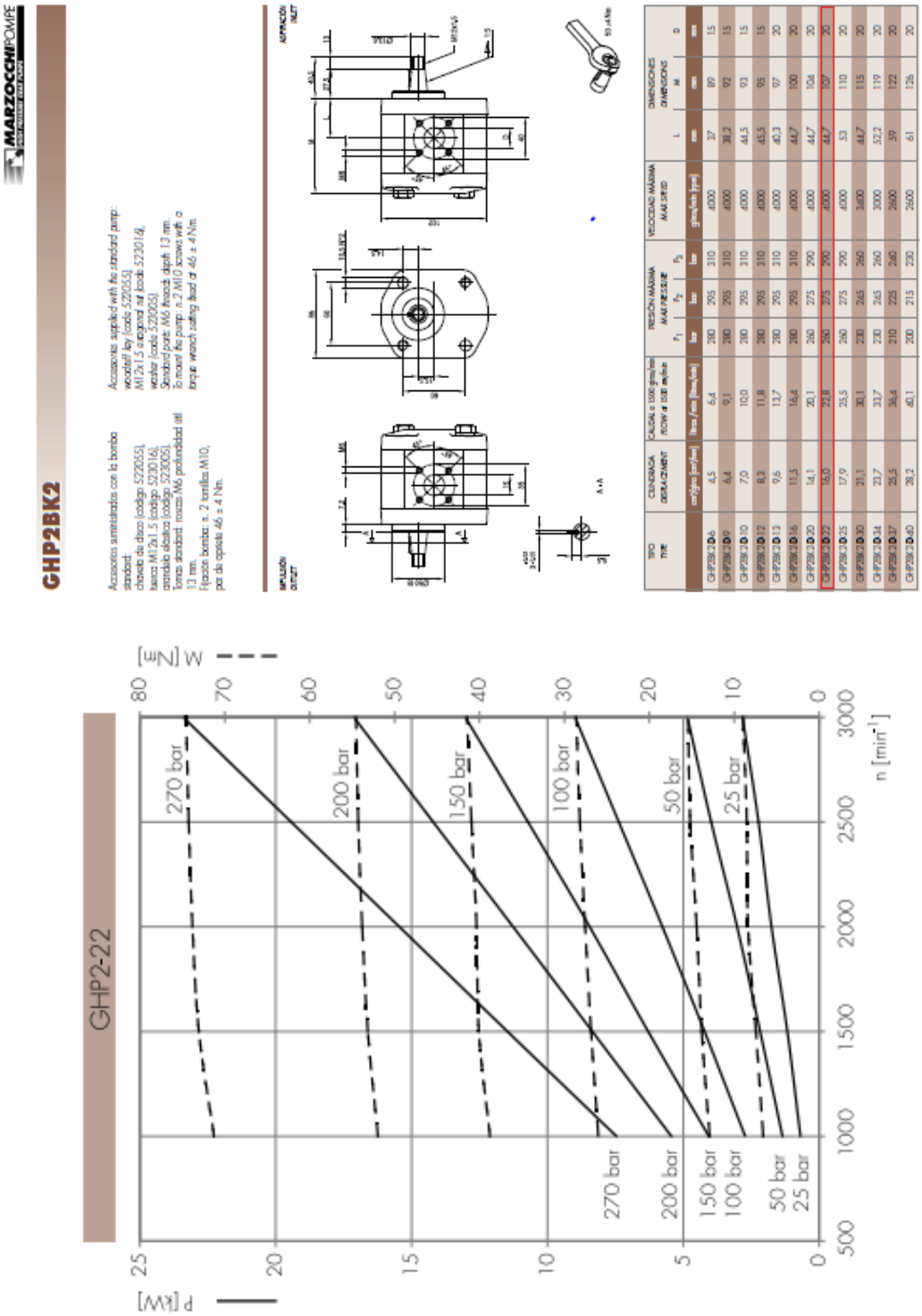
6. REFERENCIAS

- Ariza Forero, C. A & Vanegas Rivera, L. H. (2013). *Diseño de un dinamómetro hidráulico para motores de combustión interna con potencia menor a 65 HP*. *Bucaramanga-Colombia.*
- Perchín García, L. (2014). *Diseño Mecánico de un banco de potencia para la prueba del prototipo de la Shell Eco-marathon. Madrid-España*.
- Chávez Enríquez, N. E. (2007). *Diseño y automatización de un dinamómetro hidráulico para motores de combustión interna con una potencia menor a 50 HP*. *Quito- Ecuador*.
- Martyr, A. J. & Plint, M. A. (2007). *Engine Testing: Theory and Practice Dynamometers and the measurement of torque. (Third Edition). Oxford: Elsevier*.
- Avdiaz. (2008*), Tipos de bombas, extraído de https://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/tipos-de-bombas.pdf*
- Cerecero, M. A. (2012). *Diseño de un Dinamómetro de Chasis Para Vehículos de hasta 3500 kg de Peso Bruto Vehicular*. *México.*
- Hormiga, E. O & Moreno, E. E. (2013), *Diseño y construcción de un dinamómetro de motos para la empresa jb soluciones prácticas de ingeniería*. *Bucaramanga-Colombia.*
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley* (Novena ed.). New York: Mc Graw Hill.

- Jalloul, C. (3 de 02 de 2019). WIKA. Obtenido de https://www.bloginstrumentacion.com/instrumentacion/construccin-funcionamiento-de-manmetros-mecnicos/
- OMEGA. (2016). Obtenido de OMEGA: https://cl.omega.com/prodinfo/caudalimetros.html
- Hernández, O. O. (diciembre 2015), *Tacómetro virtual. Ciudad de México-México.* Obtenido de https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/21197
- QuimiNet. (1 de 12 de 2011), Todo sobre las mangueras hidráulicas. Obtenido de https://www.quiminet.com/articulos/todo-sobre-las-mangueras-hidraulicas-2641887.htm
- Pulido, A. (28 de 08 de 2008), Sistema simple de poleas con correa. Obtenido de https://aprendemostecnologia.org/2008/08/28/sistema-simple-de-poleas-con-correa/
- Rexroth AG. (9 de 07 de 2019), Válvulas reguladoras de caudal. Obtenido de https://www.boschrexroth.com/es/es/productos/grupo-de-productos/hidraulica-industrial/valvulas-de-conmutacion/valvulas-de-caudal/valvulas-reguladoras-de-caudal

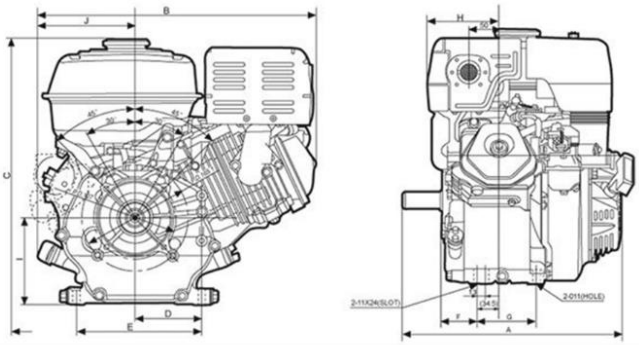
ANEXOS

ANEXO A-CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA HIDRÁULICA



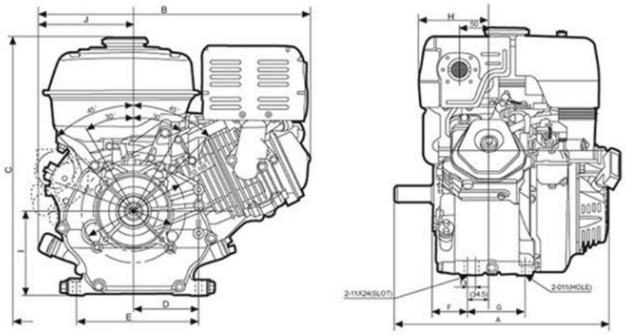
Tomada de: http://italmatic.es/wp-content/uploads/2019/07/marzocchi-bombas-engranaje-ghp.pdf y adaptada por: Autores, (2020)

ANEXO B-MEDIDAS GENERALES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN DE BAJA POTENCIA SERIE GX



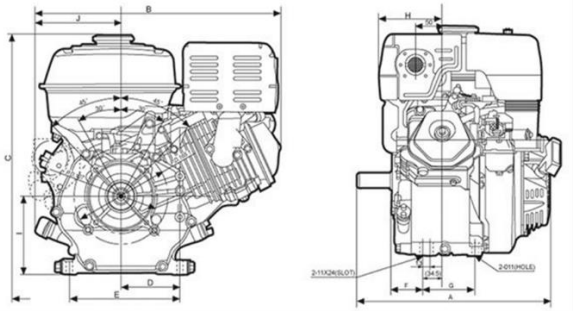
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
305	341	316	96	162	35,7	80	91	106	115	mm

Honda GX120



A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
312	362	335	96	162	35,7	80	93	106	123	mm

Honda GX200



A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
380	430	398	105	195,5	57,5	96	116	133,5	150	mm

Honda GX270

Tomada de: https://www.tpmrepuestos.com/repuestos-gasolina/

ANEXO B1-ECUACIONES DE CARGA DE TRASMISIÓN

DRIVE DESIGN

TIMING BELTS IN optibelt OMEGA PROFILE
BELT TENSION

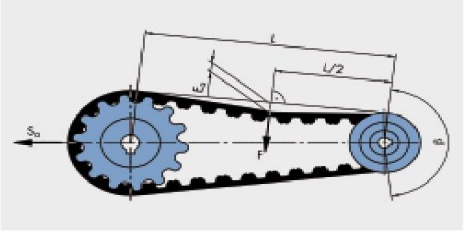
Belt tension for optibelt OMEGA HP/optibelt OMEGA HL and optibelt OMEGA timing belts

For proper power transmission and for achieving an acceptable belt service life, the correct belt tension is of the utmost importance.
Too low or too high belt tension will lead to the premature failure of the timing belts. Over tensioning often leads to bearing failure on the prime mover or the driven machine. Experience shows that unscientific belt tensioning methods, such as the "thumb pressure method", are not suitable for applying the optimum tension to the drive for maximum efficiency and drive/bearing life. It is therefore recommended that the correct static belt tension should be calculated for each drive. Due to their extremely low-stretch characteristics Optibelt timing belts do not require any further tensioning after correct installation, if properly used.

Symbol

F	= test force	[N]
S_a	= static shaft loading	[N]
S_{n3}	= circumferential force to be effectively transmitted	[N]
E_a	= belt deflection for given span length	[mm]
L	= span length	[mm]

Apply test force F in the centre of the span in a right angle to the belt top surface as shown in the illustration below; measure the deflection E_a, correct the tension if necessary.



1. Calculation of the test force F

$$F = \frac{S_{n3}}{20} \qquad F = \frac{1352}{20} = \mathbf{67.60\ N}$$

$$S_{n3} = \frac{P \cdot 1000}{v} \qquad v = \frac{d_{wk} \cdot n_k}{19100}$$

$$S_{n3} = \frac{18.5 \cdot 1000}{13.68} \qquad v = \frac{91.67 \cdot 2850}{19100}$$

$$S_{n3} = 1352\ N \qquad v = 13.68\ m/s$$

2. Calculation of the belt deflection E_a for the existing span length L

$$E_a = \frac{L}{50} \qquad E_a = \frac{414.44}{50} = \mathbf{8.3\ mm}$$

$$L = \sqrt{a_{nom}^2 - \left(\frac{d_{wg} - d_{wk}}{2}\right)^2} \qquad L = \sqrt{415.22^2 - \left(\frac{142.60 - 91.67}{2}\right)^2} = 414.44\ mm$$

3. Calculation of the minimum static shaft loading

$$S_a = S_{n3} \cdot 1.1 \qquad S_a = 1352\ N \cdot 1.1 = \mathbf{1487.2\ N}$$

4. Calculation of the frequency for measuring the belt tension using the Optibelt frequency tester

$$f = \sqrt{\frac{T}{4 \cdot k \cdot L^2}} \qquad f = \sqrt{\frac{743.6}{4 \cdot 0.174 \cdot 0.414^2}} = \mathbf{78.9\ Hz}$$

$T = 0.5 \cdot S_a$
k belt weight per metre from table 37, page 72
L span length per metre

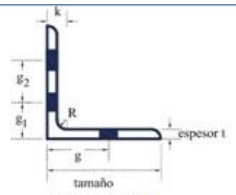
$T = 0.5 \cdot 1487.2\ N = 743.6\ N$
$k = 0.174\ kg/m$
$L = 0.414\ m$

Tomado de: https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-gummi/Optibelt-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf

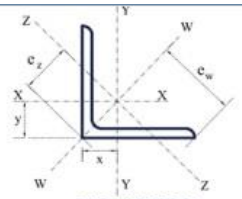
ANEXO C-MEDIDAS DEL PERFIL EN ANGULO

LI

ÁNGULO DE LADOS IGUALES **ESTÁNDAR**



DIMENSIONES



PROPIEDADES

Designación tamaño x espesor			Peso	k	R	Gramil			Sujetadores			Propiedades de Torsión			Área	Ejes X-X y Y-Y				Eje W-W				Eje Z-Z			
						g	g_1	g_2	Diámetro Máximo		Espac. Recom.	J	C_w	r_o		I	S	r	x = y	I	S	r	e_w	I	S	r	e_z
PERFIL	mm* x mm*	in x in	kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	in	mm	cm^4	cm^6	cm	cm^2	cm^4	cm^3	cm	cm	cm^4	cm^3	cm	cm	cm^4	cm^3	cm	cm
LI	19 x 3	3/4 x 1/8	0.88	11.1	3.2	11	-	-	6.3	1/4	20	0.04	0.01	1.16	1.11	0.37	0.3	0.58	0.58	0.58	0.43	0.73	1.34	0.16	0.19	0.38	0.82
LI	25 x 3	1 x 1/8	1.19	11.1	3.2	14	-	-	9.5	3/8	30	0.05	0.02	1.54	1.52	0.92	0.5	0.79	0.76	1.24	0.69	0.93	1.79	0.41	0.38	0.48	1.07
LI	25 x 5	1 x 3/16	1.73	12.7	3.2	14	-	-	9.5	3/8	30	0.17	0.07	1.56	2.21	1.25	0.7	0.76	0.81	2.08	1.16	0.93	1.79	0.41	0.36	0.48	1.14
LI	25 x 6	1 x 1/4	2.22	14.3	3.2	14	-	-	9.5	3/8	30	0.41	0.16	1.61	2.80	1.54	0.9	0.74	0.86	2.49	1.39	0.91	1.79	0.83	0.69	0.48	1.21
LI	32 x 3	1 1/4 x 1/8	1.50	11.1	4.7	18	-	-	12.7	1/2	40	0.07	0.05	1.87	1.93	1.83	0.8	0.97	0.89	2.91	1.30	1.19	2.24	0.83	0.66	0.60	1.25
LI	32 x 5	1 1/4 x 3/16	2.20	12.7	4.7	18	-	-	12.7	1/2	40	0.22	0.15	1.92	2.79	2.54	1.2	0.97	0.97	3.74	1.67	1.19	2.24	0.83	0.61	0.60	1.37
LI	32 x 6	1 1/4 x 1/4	2.86	14.3	4.7	18	-	-	12.7	1/2	40	0.51	0.33	1.95	3.72	3.21	1.5	0.94	1.02	4.99	2.23	1.16	2.24	1.24	0.86	0.60	1.44
LI	38 x 3	1 1/2 x 1/8	1.83	11.1	4.7	20	-	-	12.7	1/2	40	0.08	0.09	2.25	2.34	3.25	1.2	1.17	1.07	5.41	2.01	1.47	2.69	1.24	0.82	0.73	1.51
LI	38 x 4	1 1/2 x 5/32	2.25	11.1	4.7	20	-	-	12.7	1/2	40	0.15	0.16	2.27	2.86	3.92	1.4	1.17	1.10	6.24	2.32	1.48	2.69	1.60	1.03	0.75	1.55
LI	38 x 5	1 1/2 x 3/16	2.68	12.7	4.7	20	-	-	12.7	1/2	40	0.27	0.27	2.28	3.43	4.58	1.6	1.17	1.12	7.07	2.63	1.44	2.69	1.66	1.05	0.73	1.58
LI	38 x 6	1 1/2 x 1/4	3.48	14.3	4.7	20	-	-	12.7	1/2	40	0.62	0.81	2.34	4.40	5.83	2.2	1.14	1.19	8.74	3.24	1.42	2.69	2.49	1.48	0.73	1.68
LI	44 x 3	1 3/4 x 1/8	2.14	11.1	6.3	25	-	-	15.9	5/8	50	0.09	0.14	2.63	2.74	5.41	1.6	1.40	1.22	8.73	2.78	1.72	3.14	2.08	1.21	0.86	1.72
LI	44 x 4	1 3/4 x 5/32	2.65	11.1	6.3	25	-	-	15.9	5/8	50	0.18	0.27	2.64	3.37	6.37	2.0	1.37	1.26	10.15	3.23	1.74	3.14	2.59	1.45	0.88	1.78
LI	44 x 5	1 3/4 x 3/16	3.15	12.7	6.3	25	-	-	15.9	5/8	50	0.31	0.45	2.66	4.03	7.49	2.3	1.37	1.30	11.65	3.71	1.70	3.14	2.91	1.59	0.86	1.83
LI	44 x 6	1 3/4 x 1/4	4.12	14.3	6.3	25	-	-	15.9	5/8	50	0.73	1.00	2.71	5.20	9.57	3.1	1.35	1.35	14.56	4.64	1.67	3.14	3.74	1.97	0.86	1.90
LI	51 x 3	2 x 1/8	2.46	11.1	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.11	0.21	3.00	3.10	7.91	2.1	1.60	1.40	12.49	3.48	1.97	3.58	3.32	1.68	0.99	1.97
LI	51 x 4	2 x 5/32	3.04	11.1	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.21	0.40	3.00	3.87	9.66	2.6	1.58	1.42	15.41	4.29	1.99	3.59	3.91	1.95	0.99	2.00
LI	51 x 5	2 x 3/16	3.63	12.7	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.36	0.68	3.03	4.61	11.45	3.1	1.57	1.45	17.48	4.88	1.95	3.58	4.57	2.28	0.99	2.00
LI	51 x 6	2 x 1/4	4.75	14.3	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.84	1.54	3.05	6.06	14.57	4.1	1.55	1.50	22.47	6.27	1.93	3.58	5.82	2.77	0.99	2.10
LI	51 x 8	2 x 5/16	5.83	15.9	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	1.63	2.85	3.08	7.42	17.46	4.9	1.52	1.55	26.63	7.43	1.90	3.58	7.07	3.24	0.99	2.18
LI	51 x 10	2 x 3/8	6.99	17.5	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	2.79	4.68	3.14	8.77	19.98	5.7	1.50	1.63	30.80	8.60	1.87	3.58	8.32	3.61	0.99	2.30

Tomada de:https://www.gerdau.com/gerdaucorsa/es/productsservices/products/Document%20Gallery/TABLAS%20DE%20DIMENSIONES_2017.pdf y adaptada por: Autores, (2020)

ANEXO C1-MEDIDAS DE LA TUBERÍA ESTRUCTURAL CUADRADA

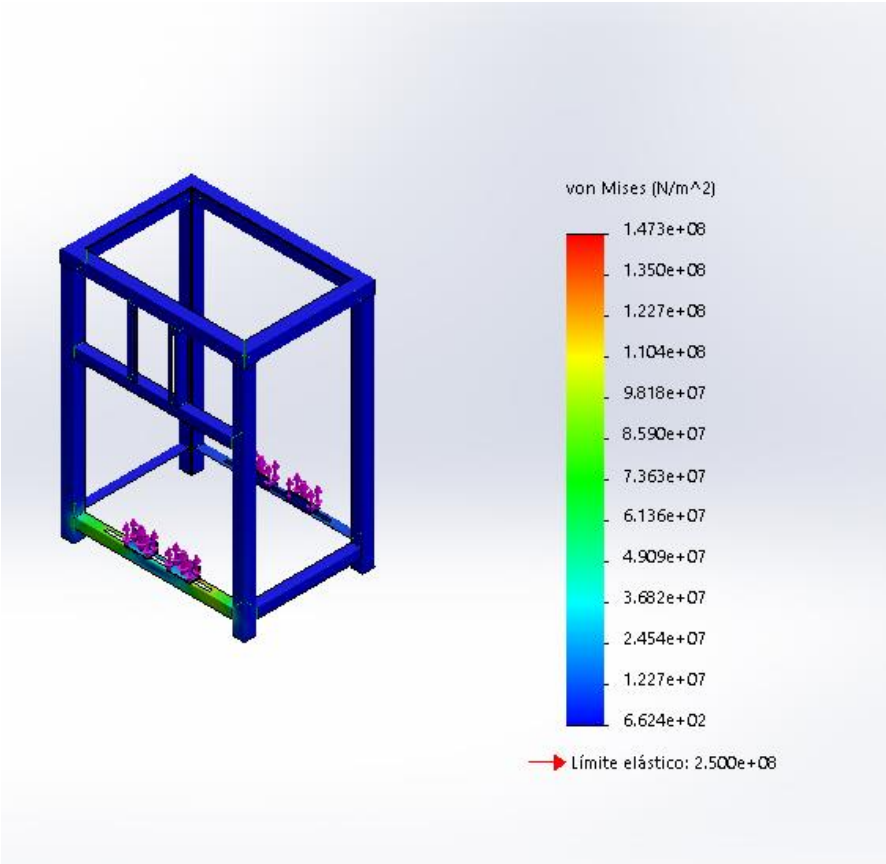
METALTUB TUBERÍA ESTRUCTURAL CUADRADA
(ACABADO NEGRO Y GALVANIZADO)

REFERENCIA	ESPESORES EN MILIMETROS											UNIDAD DE EMPAQUE
	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	12,0	
Tubos Cuadrados (mm)	Peso Teórico Calculado (kg / m)												
50 x 50	2,34	3,08	3,80										100
	2,33	3,07	3,80										
60 x 60		3,71	4,59	5,45									100
		3,70	4,58	5,44									
70 x 70		4,34	5,37	6,39									64
		4,32	5,36	6,38									
90 x 90		5,59	6,94	8,28									36
		5,58	6,93	8,26									
100 x 100		6,22	7,73	9,22									36
		6,20	7,71	9,20	12,14		17,75						
120 x 120					14,81								30
135 x 135					16,69		24,58						25
150 x 150					18,58		27,41			40,08			16
200 x 200						30,88		42,70		54,21			12
220 x 220								47,09		59,86			12
250 x 250										68,34			9
300 x 300											91,25	108,58	4

Estructural Galvanizado A500 Grado C
Estructural Negro A500 Grado C
Estructural Negro A500 Grado A

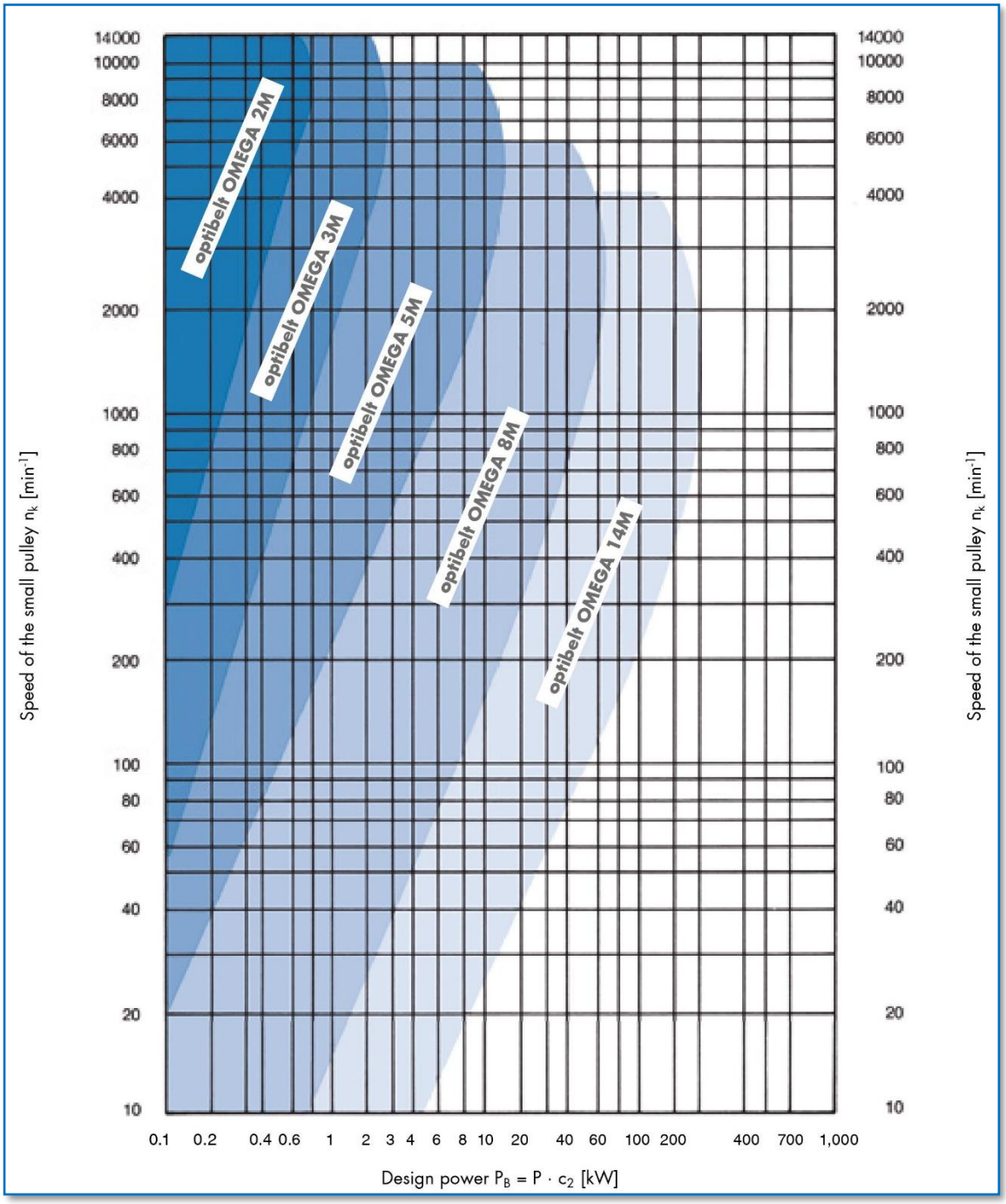
Tomado de:https://www.acesco.com.co/descargas/fichastecnicas/ficha-tecnica-metaltub.pdf

ANEXO D- SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL DISPOSITIVO



Fuente: Autores, (2020) y adaptado de: SolidWorks 2018.

ANEXO E- DIRECTRICES PARA SELECCIONAR EL PERFIL DE CORREA DE TIEMPO



Tomado de: https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-gummi/Optibelt-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf

ANEXO E1- FACTORES DE CARGA DE LA CORREA DE DISTRIBUCIÓN

Total load factor c_2
The total load factor c_2 is comprised of the basic load factor c_0 plus two further loads c_3 and c_6.

$c_2 = c_0 + c_3 + c_6$

$c_2 \geq M_A/M_N$ recommended for frequent starts and stops

Basic load factor c_0
The basic load factor c_0 takes into account the daily operating time, the type of drive and the prime mover. As it is almost impossible to put all the possible combinations of prime mover / driven unit / environmental conditions in a shortened form which conforms to standards, the service factors shown here are given only as a guideline. The classification of the work machine is dependent on the respective present load type.

Table 5
Basic load factor c_0

Load type and examples for work machines	Load type and examples for drive machines: Continuous running (Electric motor, Turbine running at high speed, Reciprocating engine with higher quantity of cylinders)		Non-continuous running (Hydraulic motor, Turbine running at low speed, Reciprocating engine with lower quantity of cylinders)	
	Basic load factor c_0 with daily operation times			
	up to 16 h	up to 16 h	up to 16 h	over 16 h
Light drives. shock-free with smooth running characteristics Measurement devices Film cameras Office machines Conveyor systems (light goods)	1.3	1.4	1.4	1.5
Medium drives. operation with smaller to medium intermittent shock strain Mixing machines Kitchen machines Printing shop machines Textile machines Packaging machines Conveyor systems (heavy goods)	1.6	1.7	1.8	1.9
Heavy drives. operation with medium to high intermittent shock strain Tool machines Wood processing machines Eccentric drives Conveyor systems (heavy goods)	1.8	1.9	2.0	2.1
Extremely heavy drives. operation with high constant shock strain Mills Calendars Extruders Piston pumps/compressors Lifting appliances	2.0	2.1	2.2	2.3

Tomado de: https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-gummi/Optibelt-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf

ANEXO E2- FACTORES ADICIONALES DE LA CORREA DEL TIEMPO

Speed correction factor c_3
For speed increasing drives, a factor corresponding to the speed ratio is added to the basic load factor c_0.

Table 6

Speed correction i	Speed correction factor c_3
1.00–0.80	0.0
0.79–0.57	0.1
0.56–0.40	0.2
0.39–0.28	0.3
0.27 and smaller	0.4

Table 7
Fatigue correction factor c_6

Operating conditions	Fatigue correction factor c_6
Use of tension or guide idlers	0.2
Operating time 16 to 24 hours	0.2
Only infrequent or occasional operation	– 0.2

With frequent starts and stops or continual reversing operation, the selected total load factor c_2 should be higher than the ratio between starting torque and nominal torque. If there is a brake on the prime mover the same procedure should apply for the braking torque, if the brake is used frequently. For further questions, please contact the Optibelt Application Engineering Department.

Minimum adjustment of centre distance 'x' for tensioning of timing belts

$$x = 0.004 \cdot a_{nom}$$

Table 8
Minimum adjustment of centre distance 'y' for installation on timing belt pulleys without flanges

Axial distance [mm]	Shifting distance for the installation of the belt [mm]
Up to 1000	1.8
From 1000 to 1780	2.8
From 1780 to 2540	3.3
From 2540 to 3300	4.1
From 3300 to 4600	5.3

Table 9
Minimum adjustment of centre distance 'y' for installation on timing belt pulleys with flanges

Pitch [mm]	Flange on one timing pulley [mm]	Flange on both timing pulleys [mm]
2	6	12
3	8	14
5	14	19
8	22	33
14	36	58

Table 10
Belt length factor c_7

Profile 2M

Pitch length [mm]	c_7
≤ 190	0.8
> 190 ≤ 260	0.9
> 260 ≤ 400	1.0
> 400 ≤ 600	1.1
> 600	1.2

Profile 3M

Pitch length [mm]	c_7
≤ 190	0.8
> 190 ≤ 260	0.9
> 260 ≤ 400	1.0
> 400 ≤ 600	1.1
> 600	1.2

Profile 5M

Pitch length [mm]	c_7
≤ 440	0.8
> 440 ≤ 555	0.9
> 555 ≤ 800	1.0
> 800 ≤ 1100	1.1
> 1100	1.2

Profile 8M

Pitch length [mm]	c_7
≤ 600	0.8
> 600 ≤ 880	0.9
> 880 ≤ 1200	1.0
> 1200 ≤ 1760	1.1
> 1760	1.2

Profile 14M

Pitch length [mm]	c_7
≤ 1190	0.80
> 1190 ≤ 1610	0.90
> 1610 ≤ 1890	0.95
> 1890 ≤ 2450	1.00
> 2450 ≤ 3150	1.05
> 3150	1.10

Table 11
Teeth in mesh factor c_1

Number of meshing teeth	Teeth in mesh factor c_1
≥ 6	1.0
5	0.8
4	0.6
3	0.4
2	0.2

Tomado de: https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-gummi/Optibelt-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf

ANEXO E3- EJEMPLOS DE FÓRMULAS Y CÁLCULO DE LA CORREA DE DISTRIBUCIÓN

Formulas	Worked example
Pitch length of the timing belt $L_{wth} \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4\,a}$ L_{wSt} see standard lengths, see pages 10-11, 13, 16-19, 21-27, and 32-34	$L_{wth} \approx 2 \cdot 425 + \frac{\pi}{2}(142.60 + 91.67) + \frac{(142.60 - 91.67)^2}{4 \cdot 425}$ $L_{wth} \approx$ **1219.33 mm** next standard belt length selected from page 18 L_{wSt} = **1200 mm**
Centre distance from L_{wSt} $a_{nom} = K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{8}}$ $K = \frac{(L_{wSt})}{4} - \frac{\pi}{8}(d_{wg} + d_{wk})$	$a_{nom} = 208 + \sqrt{208^2 - \frac{(142.60 - 91.67)^2}{8}}$ a_{nom} = **415.22 mm** $K = \frac{1200}{4} - \frac{\pi}{8}(142.60 + 91.67) = 208$ mm
Minimum adjustment for tensioning $x = 0.004 \cdot a_{nom}$	$x \geq$ **1.66 mm**
Minimum adjustment for fitting belts y = from table 9, page 41	y = **22 mm** (with flanged pulley)
Number of teeth in mesh on the small pulley $z_e = \frac{z_k}{6}\left(3 - \frac{d_{wg} - d_{wk}}{a_{nom}}\right)$	$z_e = \frac{36}{6}\left(3 - \frac{142.60 - 91.67}{415}\right) = 17.26$ z_e = **17**
Belt length factor c_7 from table 10, page 41	c_7 = **1.0**
Teeth in mesh factor c_1 from table 11, page 41	c_1 = **1.0**
Belt width above nominal power rating Requirement: $P_Ü \geq P_B$ $P_Ü$ = transmissible nominal power of a standard belt width $P_Ü = P_N \cdot c_1 \cdot c_7$ P_N value and, if required, width correction factor (which is to be multiplied by the P_N value) see pages 46 to 58	**31.09 kW > 29.60 kW** **Requirement met!** $P_Ü = 31.09 \cdot 1.0 \cdot 1.0 =$ **31.09 kW** P_N for width of 30 mm = 19.68 · 1.58 = **31.09 kW**
	Drive to be fitted with: **1 optibelt OMEGA HP timing belt 1200 8M HP 30** **1 optibelt ZRS timing belt pulley 36 8M 30** **1 optibelt ZRS timing belt pulley 56 8M 30**

Tomado de: https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-gummi/Optibelt-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf

ANEXO E4- PERFIL Y DISEÑO DE LA CORREA DE DISTRIBUCIÓN

Table 23

Nominal power P_N [kW] for profile and design 8M and a timing belt width of 20 mm

Speed of the small pulley n_k [min^{-1}]	Number of teeth on the small pulley z_k																
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72	80
	Pitch diameter of the small pulley d_{wk} [mm]																
	56.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	96.77	101.86	112.05	122.23	132.42	142.60	162.97	183.35	203.72
10	0.015	0.018	0.022	0.026	0.029	0.036	0.042	0.046	0.053	0.057	0.061	0.068	0.072	0.078	0.087	0.097	0.106
20	0.033	0.037	0.044	0.051	0.062	0.072	0.082	0.093	0.106	0.114	0.125	0.135	0.144	0.154	0.173	0.194	0.213
50	0.081	0.092	0.110	0.132	0.154	0.179	0.207	0.234	0.262	0.283	0.310	0.336	0.361	0.386	0.435	0.483	0.532
100	0.165	0.183	0.223	0.264	0.311	0.359	0.412	0.466	0.526	0.566	0.621	0.671	0.722	0.770	0.870	0.967	1.064
200	0.326	0.370	0.447	0.531	0.623	0.720	0.823	0.933	1.051	1.131	1.239	1.340	1.442	1.541	1.739	1.933	2.125
300	0.491	0.535	0.645	0.766	0.897	1.040	1.190	1.340	1.510	1.640	1.780	1.930	2.070	2.220	2.500	2.770	3.050
400	0.652	0.711	0.839	0.993	1.165	1.340	1.540	1.740	1.960	2.120	2.310	2.500	2.680	2.870	3.230	3.590	3.940
500	0.810	0.890	1.020	1.220	1.420	1.640	1.880	2.130	2.390	2.590	2.820	3.050	3.270	3.500	3.940	4.370	4.800
600	0.980	1.070	1.210	1.430	1.670	1.930	2.210	2.510	2.820	3.050	3.320	3.590	3.850	4.110	4.630	5.130	5.630
700	1.140	1.240	1.380	1.640	1.920	2.220	2.540	2.880	3.230	3.500	3.810	4.110	4.410	4.710	5.300	5.870	6.440
800	1.300	1.420	1.560	1.850	2.170	2.500	2.860	3.240	3.640	3.940	4.280	4.630	4.970	5.300	5.960	6.600	7.230
950	1.550	1.690	1.830	2.160	2.520	2.910	3.330	3.770	4.240	4.580	4.990	5.380	5.770	6.160	6.910	7.650	8.370
1000	1.630	1.770	1.930	2.260	2.640	3.050	3.480	3.950	4.440	4.800	5.220	5.630	6.040	6.440	7.230	7.990	8.740
1200	1.950	2.130	2.310	2.650	3.100	3.580	4.090	4.630	5.210	5.630	6.120	6.600	7.070	7.540	8.440	9.320	10.170
1450	2.350	2.570	2.790	3.130	3.660	4.230	4.830	5.470	6.140	6.640	7.210	7.770	8.310	8.850	9.890	10.900	11.850
1600	2.590	2.830	3.070	3.420	3.990	4.610	5.260	5.960	6.690	7.230	7.840	8.440	9.030	9.610	10.730	11.790	12.800
1800	2.920	3.180	3.450	3.780	4.420	5.100	5.820	6.590	7.400	7.990	8.670	9.320	9.960	10.590	11.790	12.920	13.990
2000	3.230	3.520	3.820	4.180	4.840	5.580	6.370	7.210	8.090	8.740	9.470	10.170	10.860	11.530	12.800	13.990	15.090
2200	3.550	3.870	4.190	4.590	5.250	6.050	6.910	7.820	8.770	9.470	10.240	11.000	11.730	12.430	13.760	14.980	16.090
2500	4.020	4.380	4.750	5.190	5.840	6.740	7.690	8.690	9.750	10.520	11.360	12.180	12.950	13.700	15.090	16.320	17.400
2850	4.570	4.970	5.380	5.880	6.510	7.510	8.560	9.670	10.850	11.690	12.600	13.470	14.290	15.060	16.460	17.650	18.620
3000	4.800	5.220	5.650	6.170	6.790	7.820	8.920	10.080	11.300	12.180	13.110	13.990	14.820	15.600	16.990	18.140	19.040
3500					7.720	8.840	10.070	11.370	12.730	13.700	14.680	15.600	16.440	17.200	18.470	19.380	19.890
4000						9.780	11.130	12.550	14.040	15.090	16.090	16.990	17.790	18.470			
4500							12.090	13.620	15.230	16.320	17.300	18.140	18.840				
5000								14.580	16.270	17.400	18.310	19.040	19.570				
5500									17.170	18.310	19.100						
6000									17.910	19.040	19.650						

Power ratings for other belt widths can be calculated by multiplying by the width correction factors.

Width correction factor

Profile and design 8M

Standard belt width [mm]	20	30	50	85
Factor	1.00	1.58	2.73	4.74

Tomado de: https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-gummi/Optibelt-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf

ANEXO E5-OTRAS FORMULAS

DRIVE DESIGN

TIMING BELTS IN optibelt OMEGA PROFILE
FORMULAS AND CALCULATION EXAMPLES

Prime mover

Electric motor 50 Hz
Star delta start
$P = 18.5$ kW
$n_1 = 2850\ min^{-1}$

Operating conditions

Daily operating time: 12 hours
Number of starts/stops: 2 per day
Environmental influences:
ambient room temperature,
no influence from oil, water or dust
Centre distance: 400 mm to 450 mm
Max. pulley diameter: 200 mm

Driven machine

Textile machine
$P = 15$ kW
$n_2 = 1830\ min^{-1} \pm 1\%$
Type of load: constant

Also see
optibelt CAP drive calculation
software at www.optibelt.com

Formulae	Worked example
Total load factor $c_2 = c_0 + c_3 + c_6$ c_0 from table 5, page 40 c_3 from table 6, page 41 c_6 from table 7, page 42	$c_2 = 1.6 + 0 + 0 = \mathbf{1.6}$ $c_0 = 1.6$ $c_3 = 0$ $c_6 = 0$
Design power $P_B = P \cdot c_2$	$P_B = 18.5 \cdot 1.6 = \mathbf{29.6\ kW}$
Timing belt profile from diagrams 1-4, pages 36-39	optibelt OMEGA HP Type 8M
Speed ratio $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$	$i = \frac{2850}{1830} = \mathbf{1.557}$
Number of teeth of the pulleys z_1, d_{w1} selected from standard range of timing belt pulleys page 75 $z_2 = z_1 \cdot i$ See to the minimum diameter requirement!	$z_1 = \mathbf{36}$ $d_{w1} = 91.67$ mm $z_2 = 36 \cdot 1.56 = 56.16$ $z_2 = \mathbf{56}$ $d_{w2} = 142.60$ mm z_2 selected from standard range pulleys page 75 In compliance with requirement $z_1 \geq 22$ (minimum number of teeth for profile 8M)
Check the rotary frequency $i = \frac{z_2}{z_1}$ $n_2 = \frac{n_1}{i}$	$i = \frac{56}{36} = 1.556$ $n_2 = \frac{2850}{1.556} = \mathbf{1832\ min^{-1}}$ **Requirement: 1830 min^{-1}** $\pm 1\%$ met
Recommended centre distance Recommendation: $a > 0.5\ (d_{w1} + d_{w2}) + 15$ mm $a < 2.0\ (d_{w1} + d_{w2})$	$a > 0.5\ (91.67 + 142.60) + 15$ mm $= 132.14$ mm $a < 2.0\ (91.67 + 142.60) = 468.54$ mm $a = \mathbf{425\ mm}$ provisionally selected

42

Tomado de: https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-gummi/Optibelt-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf

ANEXO F- CARACTERÍSTICAS DE LA VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL

ESPECIFICACIONES	
MARCA	KOMPASS
SERIE	TVC
TAMAÑO DE PUERTO	02(1/4") - 04(1/2") - 06(3/4")
P.MAX	350 BAR
FLUJO	12...50 L/min

Tomado de: http://www.hnsa.com.co/valvulas-reguladoras-de-caudal-en-linea/

ANEXO G- ECUACIONES DE POTENCIA MECÁNICA Y TORQUE DE LA BOMBA HIDRÁULICA MARZOCCHI

FÓRMULAS DE USO CORRIENTE

Velocidad del fluido
Para calcular la velocidad (**v**) de un fluido en un conducto:

$$v = Q / 6 \bullet A \quad [m/s]$$

Q = caudal [litros/min]
A = sección del conducto [cm^2]

Caudal distribuido
Para calcular el caudal (**Q**) de una bomba:

$$Q = V \bullet n \bullet \eta_{vol} \bullet 10^{-3} \quad [litri/min]$$

V = cilindrada [cm^3/giro]
n = velocidad de rotación [giros/min]
η_{vol} = rendimiento volumétrico (tomar 0,95 como valor indicativo para velocidades de rotación comprendidos entre 1000 y 2000 giros/min)

Par absorbido
Para determinar el par (**M**) necesario para el funcionamiento de una bomba sometida a una diferencia de presión entre impulsión y aspiración:

$$M = (V \bullet \Delta p) / (62{,}8 \bullet \eta_{hm}) \quad [Nm]$$

V = cilindrada [cm^3/giro]
Δp = diferencial de presión [bar]
η_{hm} = rendimiento hidromecánico (tomar como valor indicativo 0,80 para funcionamiento en frío y 0,85 para funcionamiento en funcionamiento)

Potencia absorbida
Para determinar la potencia (**P**) hidráulica transmitida al fluido de una bomba sometida a un diferencial de presión entre impulsión y aspiración:

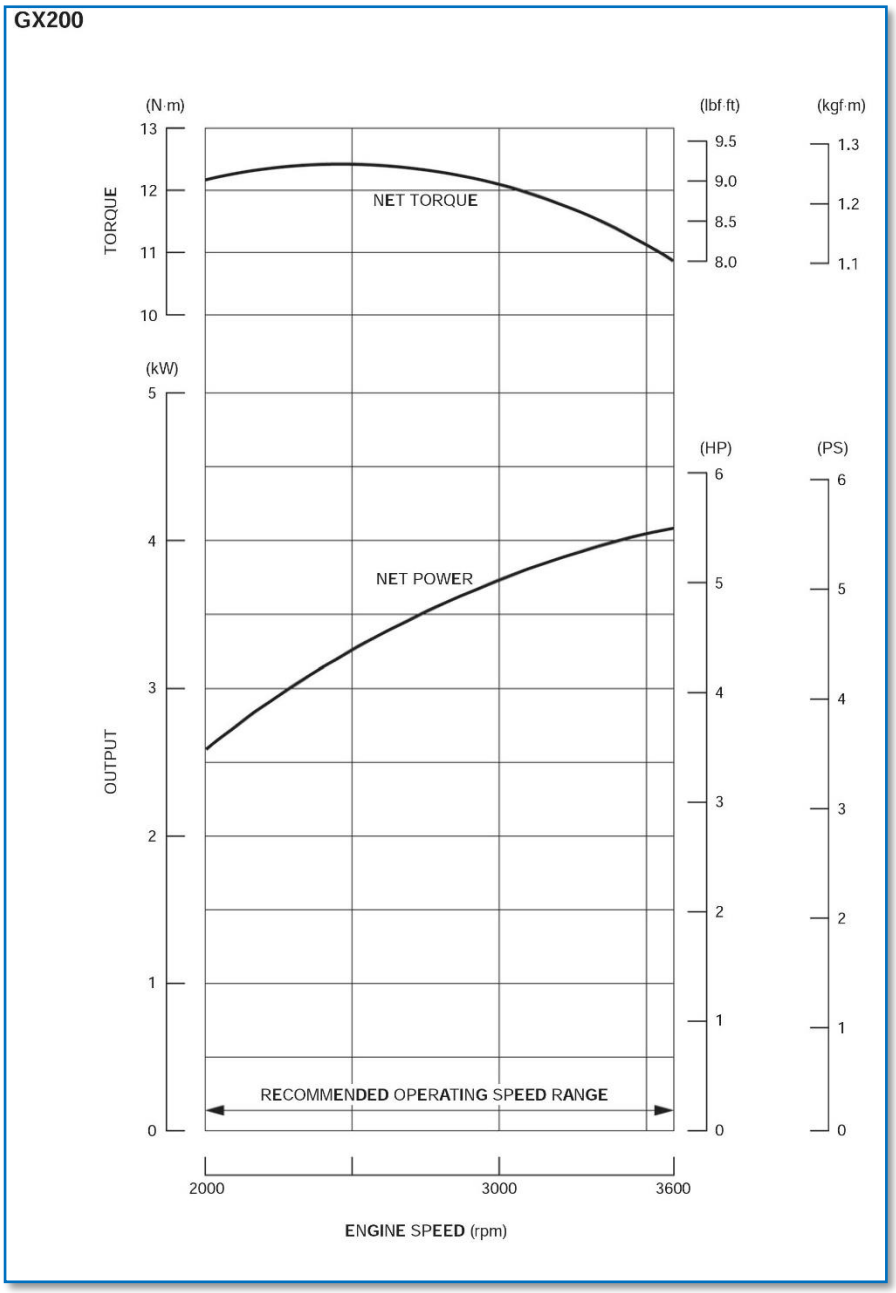
$$P = (Q \bullet \Delta p) / (600 \bullet \eta_{tot}) \quad [kW]$$

Q = caudal [litros/min]
Δp = diferencial de presión [bar]
η_{tot} = rendimiento total ($\eta_{hm} \bullet \eta_{vol}$)

Los valores de los η_{vol} y η_{hm} (y por consiguiente η_{tot}) dependen del diferencial de presión entre aspiración e impulsión, de la velocidad de rotación, de las características del fluido utilizado (temperatura y viscosidad) y del grado de filtración. Para datos más precisos sobre rendimientos aconsejamos contactar con nuestra Oficina Técnica-Comercial.
Los valores precisos de caudal, par y potencia absorbida en función del diferencial de presión y de la velocidad de rotación y en condiciones de prueba realizada, se pueden encontrar en los diagramas de las páginas dedicadas a las curvas características.

Tomada de: http://italmatic.es/wp-content/uploads/2019/07/marzocchi-bombas-engranaje-ghp.pdf

ANEXO H-CURVA DE DESEMPEÑO DEL MOTOR DE PRUEBA



Tomada de: https://www.wincogen.com/wp-content/uploads/PD/Engines/GX160_SM.pdf

ANEXO I- ESPECIFICACIONES DEL ROTÁMETRO

III. SPECIFICATIONS

Accuracy
- ± 5% of full scale

Repeatability
- ± 1%

Pressure Rating
- 325 PSI (22.4 bar) Maximum
- Meters with Type 1 PVC fittings subject to normal PVC system ratings

Temperature Range
- 32 °F to 250 °F (0 °C to 121 °C)
- 32 °F to 140 °F (0 °C to 60 °C) for meters with Type 1 PVC fittings

Pressure Drop
- See *Pressure Drop Charts* on page 13.

Fittings/Threads
- NPT ANSI/ASME B1.20.1
- BSPT ISOR7
- BSPP ISO228

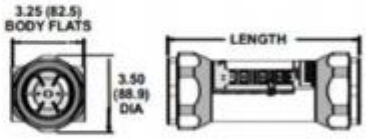
Materials (wetted):
- Body — Polysulfone
- Piston — Polysulfone
- Cone — Polysulfone
- Spring — T300 Stainless Steel
- Retaining Rings — PH15-7MO Stainless Steel
- Seals — Buna-N
- Indicator Ring — Buna-N
- Limit Indicators — Polypropylene
- Magnet — Strontium Ferrite (switching units only)
- Fittings — C360 Brass, PVC, T303 Stainless Steel

Materials (non-wetted)
- Limit Indicator — Polypropylene
- Scale — Polyester

Material Compatibility
- See *Fluid Selection Chart* on page 12.

Calibration Fluid
- Oil — 0.871 specific gravity, 32 cSt viscosity
- Water — 1.0 specific gravity, 1.0 cSt viscosity

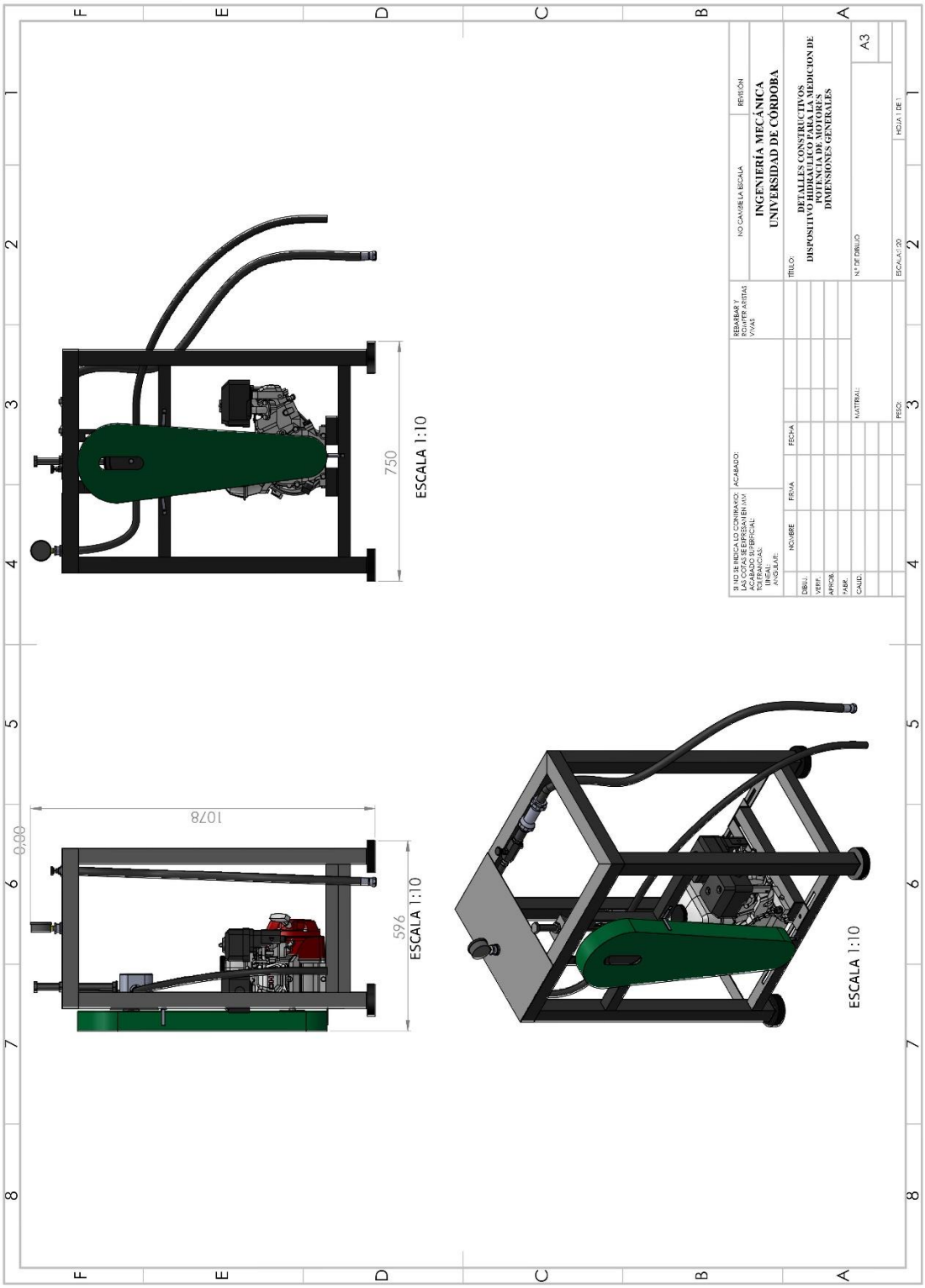
Dimensions

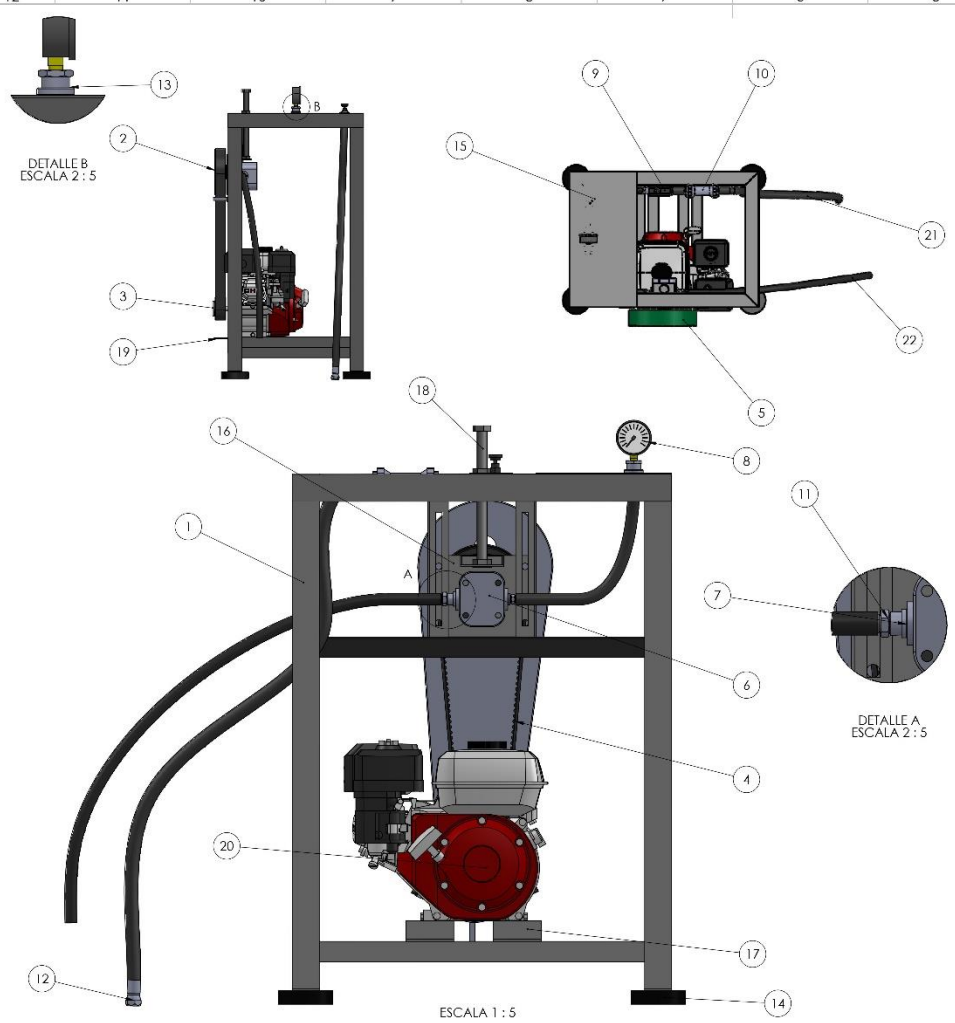


1/2", 3/4" & 1" Sizes					1-1/2" & 2" Sizes				
Size & Type	Material	Connection	Length in. (mm)	Fitting Flats in. (mm)	Size & Type	Material	Connection	Length in. (mm)	Fitting Flats in. (mm)
1/2" NPTF & BSPT	Brass & SS	Female	7.75 (196.8)	1.50 (38.1)	1¼" NPTF & BSPP	Brass	Female	8.72 (221.5)	3.00 (76.2)
3/4" NPTF & BSPT	Brass	Male	8.25 (209.5)	1.50 (38.1)	2" NPTF & BSPP	Brass	Female	8.72 (221.5)	3.00 (76.2)
3/4" & 1" Sweat	Brass Brass	Male Sweat	7.75 (196.8)	1.50 (38.1)	2" Socket Weld	PVC	Socket Weld	11.48 (291.6)	N/A
1" NPTF	Polysulfone	Male	5.25 (133.3)	N/A	--	--	--	--	--
1" Nominal	PVC	Socket Weld	8.46 (214.9)	1.54 (39.1)	--	--	--	--	--
1" NPTF	PVC	Male	8.86 (225.0)	1.50 (38.1)	--	--	--	--	--

Tomada de: https://www.industriasasociadas.com/wp-content/uploads/2016/02/h621-medidor-de-flujo-de-area-variable-hedland-industrias-asociadas.pdf

ANEXO J- PLANOS DE CONSTRUCCIÓN


750
ESCALA 1:10
1078
900
596
ESCALA 1:10
ESCALA 1:10
NO CAMBIE LA ESCALA
REVISIÓN
INGENIERÍA MECÁNICA
UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
TITULO:
DETALLES CONSTRUCTIVOS
DISPOSITIVO HIDRAULICO PARA LA MEDICION DE POTENCIA DE MOTORES
DIMENSIONES GENERALES
N.º DE DIBUJO
A3
ESCALA:2D
HOJA 1 DE 1
ACABADO:
MATERIAL:
PESO:
NOMBRE
FECHA
DIBUJ.
VERIF.
APROB.
FABR.
CALID.

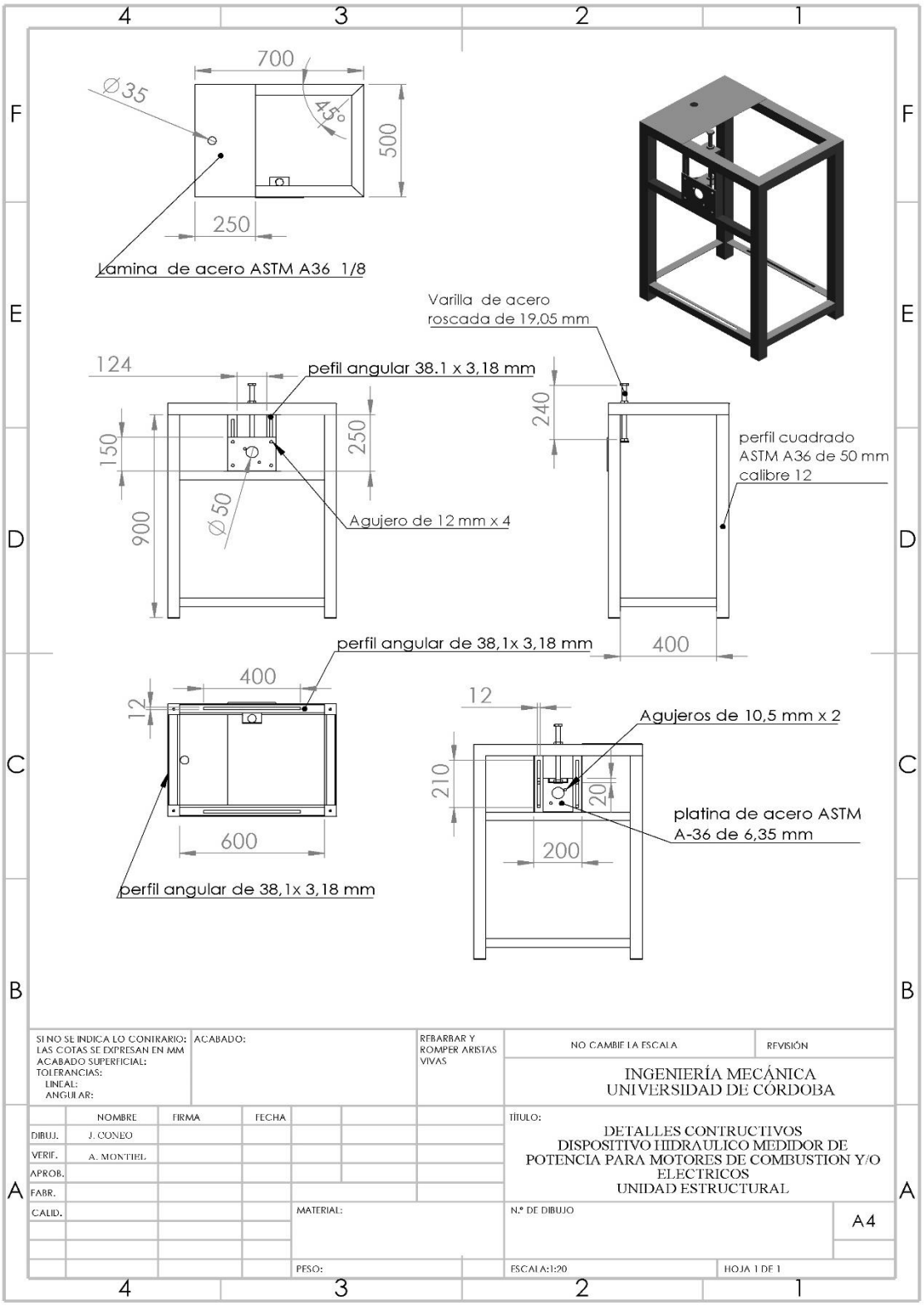


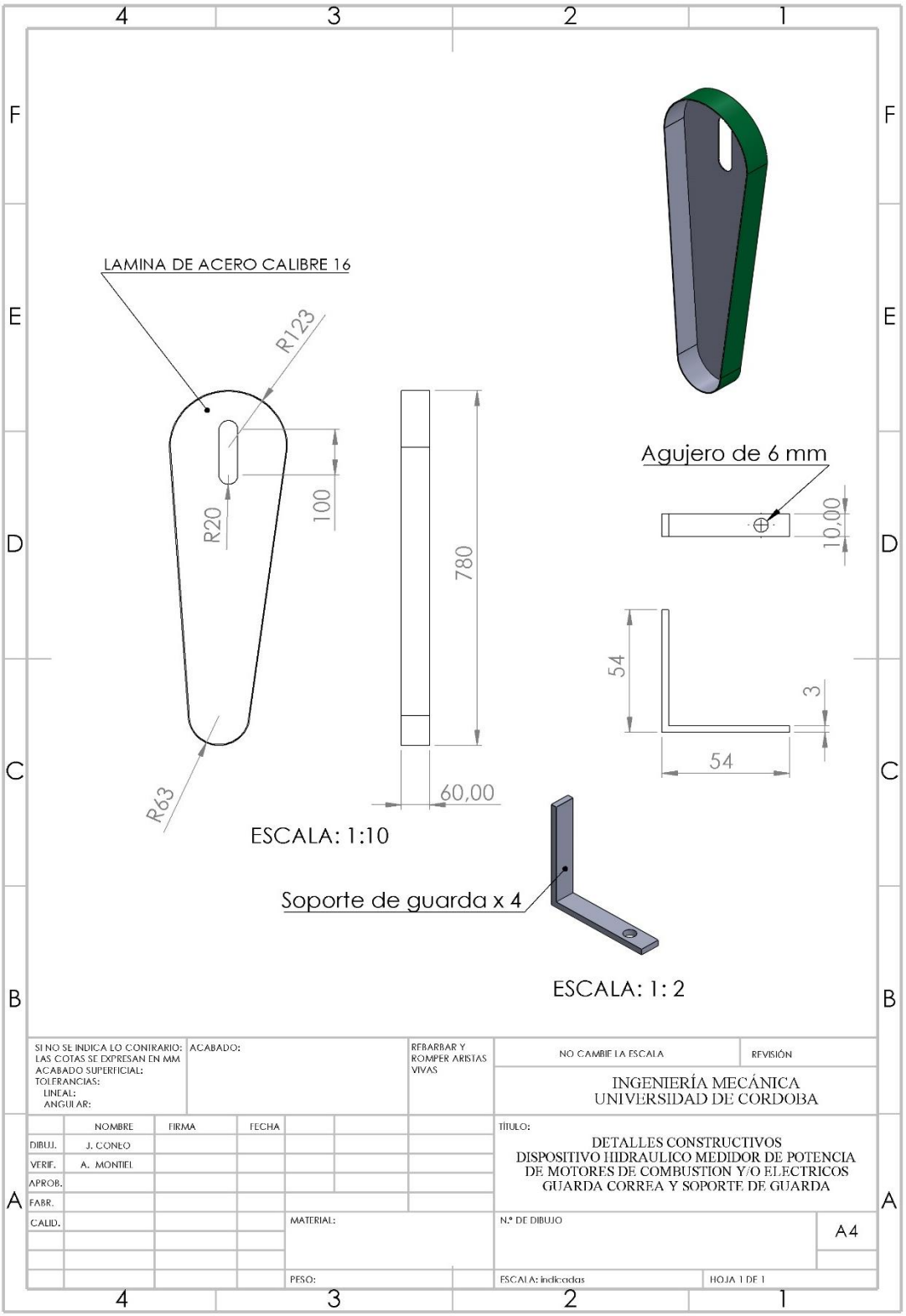
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHASIS	ASTM A-36	1
2	POLEA PEQUEÑA DENTADA	ACERO AL CARBONO	1
3	POLEA GRANDE DENTADA	FUNDICION GRIS	1
4	CORREA	CAUCHO	1
5	GUARDA CORREA	ASTM A-36 CALIBRE 16	1
6	BOMBA HIDRAULICA	GHP2BK2	1
7	BRIDA	ACERO INOXIDABLE	2
8	MANOMETRO	GLICERINA 5000 PSI	1
9	VALVULA REGULADORA	KOMPASS TVC	1
10	ROTAMETRO	HLIT 300	1
11	RACOR MACHO	ACERO INOXIDABLE	8
12	RACOR HEMBRA	ACERO INOXIDABLE	1
13	TEE	ACERO INOXIDABLE	1
14	SOPORTE CAUCHO	CAUCHO	4
15	LAMINA BASE	ASTM A-36	1
16	PLATINA BASE	ASTM A-36	1
17	RIEL	ASTM A-36	2
18	VARILLA ROSCADA	ACERO GALBANIZADA	1
19	SOPORTE GRARDA	ASTM A-36	4
20	MOTOR DE PRUEBA	TIPO HONDA GX	1
21	MANGUERA HIDRAULICA	SAE 100 R2 DE 12,7 mm	1
22	MANGUERA HIDRAULICA	SAE 100 R2 DE 19,05 mm	1

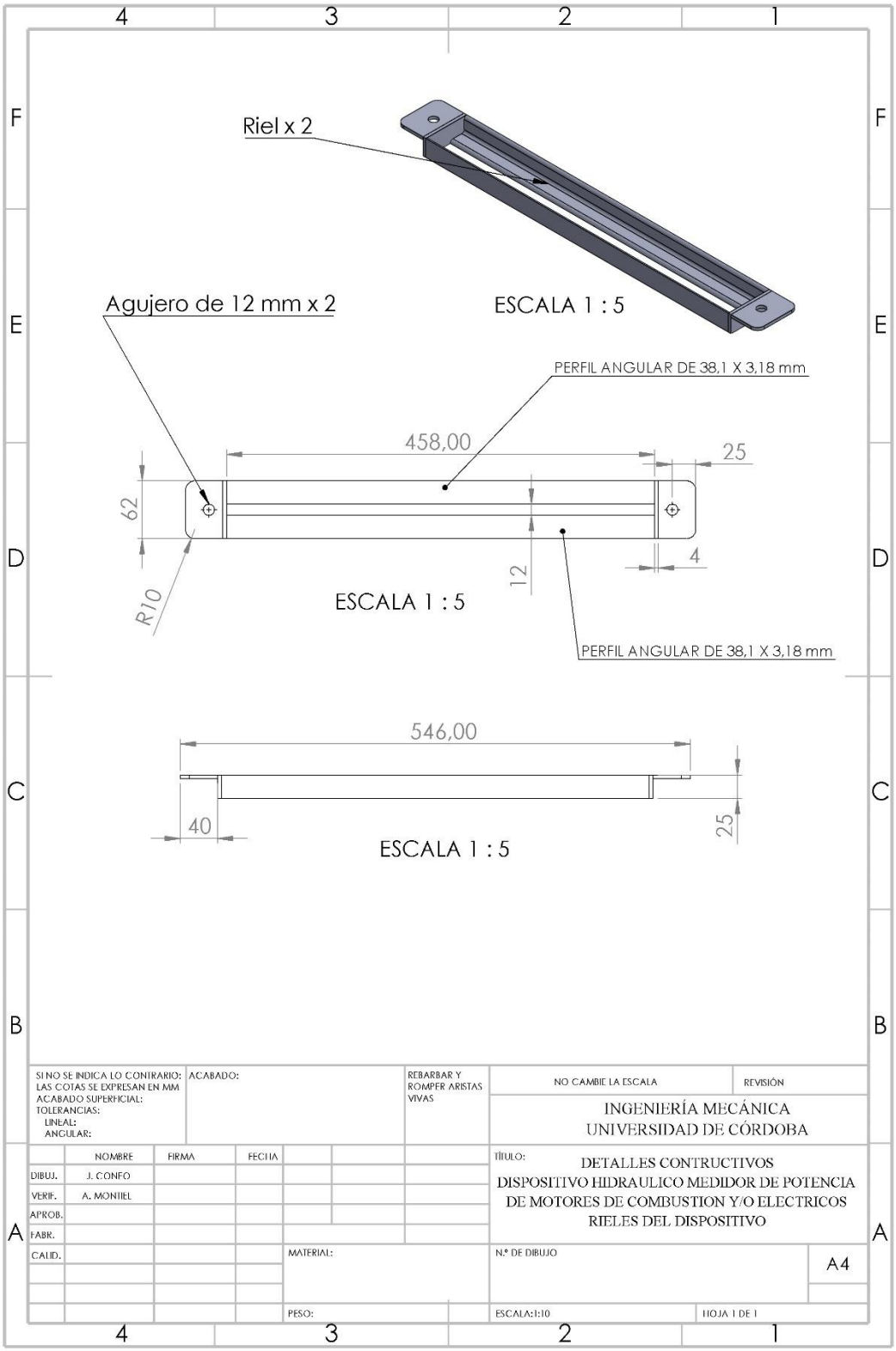
INGENIERIA MECÁNICA
UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

DETALLES CONSTRUCTIVOS
DISPOSITIVO HIDRAULICO MEDIDOR DE POTENCIA EN MOTORES DE COMBUSTION Y/O ELECTRICOS
ENSAMBLE FINAL

A2


700
Ø35
45°
500
250
Lamina de acero ASTM A36 1/8
Varilla de acero
roscada de 19,05 mm
124
pefil angular 38.1 x 3,18 mm
240
150
250
perfil cuadrado
ASTM A36 de 50 mm
calibre 12
Ø50
900
Agujero de 12 mm x 4
perfil angular de 38,1x 3,18 mm
400
400
12
12
Agujeros de 10,5 mm x 2
210
20
platina de acero ASTM
A-36 de 6,35 mm
600
200
perfil angular de 38,1x 3,18 mm
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:
ACABADO:
REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS
NO CAMBIE LA ESCALA
REVISIÓN
INGENIERÍA MECÁNICA
UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
NOMBRE
FIRMA
FECHA
DIBUJ.
J. CONEO
VERIF.
A. MONTIEL
APROB.
FABR.
CALID.
TÍTULO:
DETALLES CONTRUCTIVOS
DISPOSITIVO HIDRAULICO MEDIDOR DE
POTENCIA PARA MOTORES DE COMBUSTION Y/O
ELECTRICOS
UNIDAD ESTRUCTURAL
MATERIAL:
N.º DE DIBUJO
A4
PESO:
ESCALA:1:20
HOJA 1 DE 1


LAMINA DE ACERO CALIBRE 16
R123
R20
100
R63
780
60,00
ESCALA: 1:10
Agujero de 6 mm
10,00
54
3
54
Soporte de guarda x 4
ESCALA: 1: 2
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:
ACABADO:
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
NO CAMBIE LA ESCALA
REVISIÓN
INGENIERÍA MECÁNICA
UNIVERSIDAD DE CORDOBA
NOMBRE
FIRMA
FECHA
DIBUJ. J. CONEO
VERIF. A. MONTIEL
APROB.
FABR.
CALID.
MATERIAL:
PESO:
TÍTULO:
DETALLES CONSTRUCTIVOS
DISPOSITIVO HIDRAULICO MEDIDOR DE POTENCIA
DE MOTORES DE COMBUSTION Y/O ELECTRICOS
GUARDA CORREA Y SOPORTE DE GUARDA
N.º DE DIBUJO
A4
ESCALA: indicadas
HOJA 1 DE 1



Fuente: Autores, (2020) y adaptado de: SolidWorks 2018.

- Conectar la manguera de diámetro mayor en la parte de succión y la de diámetro menor en la parte de descarga al reservorio del banco hidráulico del laboratorio.

- Montar el motor de prueba en el dispositivo y alinear el eje de la bomba hidráulica con la del motor.

- Colocar el sistema de transmisión (banda y poleas) a los ejes previamente alineados y ajustar la tensión de la correa por medio del tornillo tensor que está en la parte superior del dispositivo.

- Verificar que la válvula reguladora de caudal este completamente abierta

- Sangrar el circuito hidráulico con el arranque manual del motor cuando se pruebe un motor de combustión o manualmente si el motor es eléctrico.

- Encender el motor y llevarlo a la velocidad indicada para que alcance la potencia máxima o si es eléctrico suministrar el voltaje nominal.

- Empezar a restringir el paso del flujo con la válvula reguladora, para que comience a aumentar la presión en el sistema y consecuente a eso vaya frenando el motor de prueba.

ANEXO L- NORMAS DE SEGURIDAD

- Siempre que vaya a utilizar el dispositivo, es importante hacer uso de elementos de protección personal (tapa oídos, tapa boca, guantes, gafas, botas) debido a que se trabaja con equipos a alta revoluciones y altas vibraciones provocadas por el motor de prueba.

- Evite hacer contacto con el sistema de reducción mecánica (poleas y bandas) ya que esta gira a alta revoluciones y el escape del motor de prueba debido a que este se calienta y podría provocar lesiones.

- Evite usar ropa o prendas que pudieran quedar atrapados en las partes giratorias del dispositivo.

- No altere o modifique el dispositivo medidor de potencia por ningún motivo o utilice para otros propósitos diferentes a los recomendados por el fabricante.

Medidas semanales Preventivas

Para el buen funcionamiento y evitar daños del dispositivo es necesario hacer verificación de las partes que lo constituyen:

- Cada vez que se vaya a utilizar el dispositivo verifique todas las conexiones hidráulicas. (uniones, mangueras, manómetro, válvula reguladora, rotámetro), si hay fuga de líquido, corregir.
- Revisar el nivel del aceite del reservorio, de ser necesario, agregar.
- Verificar y controlar la temperatura del aceite en cada ensayo, ya que este incrementa al momento de empezar al frenar el motor de prueba.
- Limpieza. Asegúrese de mantener el dispositivo en buenas condiciones, principalmente el manómetro, rotámetro y tacómetro.

Medidas mensuales preventivas

- Verificar y ajustar los tornillos de ser necesario, ya que las altas vibraciones del motor pueden desajustar las piezas del dispositivo.
- Aceite; revisar y mantener el nivel del aceite y el estado del aceite optimo, ya que un nivel bajo y un aceite sucio disminuye la eficiencia del dispositivo.
- Verificar el estado de los accesorios hidráulicos.

Seguir las anteriores medidas de mantenimiento con el fin de mantener la máxima vida del dispositivo.

ANEXO N. FICHA TÉCNICA

FICHA TÉCNICA DEL DISPOSITIVO			
DISPOSITIVO HIDRÁULICO PARA MEDICIÓN DE POTENCIA EN MOTORES DE COMBUSTIÓN Y/O ELÉCTRICOS			
AUTORES: Jorge Andrés Coneo Gómez **Abraham Elías Montiel Aruachan**			
UBICACIÓN	**Laboratorio de Materiales y Procesos de Ingeniería Mecánica Universidad de Córdoba**		
ESPECIFICACIONES GENERALES			
LARGO: 0,750 m	**ANCHO: 0,596 m**	**ALTO: 1,078 m**	
Fotos del prototipo			


Especificaciones tecnicas

- **Presión máxima de trabajo del dispositivo: 21 Mpa**
- **Potencia de frenado: Desde 2984 W hasta 7460 W**
- **RPM máximas unidad motriz: 3600**
- **Tipo de unidad impulsada: bomba de engranes externos**
- **RPM máximos bomba: 1800**
- **Distancia entre centros nominal: 490 mm**
- **Sistema de reducción:**
  - **Polea menor en acero: 30-8m-30**
  - **Polea mayor en hierro: 64-8m-30**
  - **Correa: 1400-8m-30**

- **Válvula reguladora de caudal:**
  - **Presión máxima de trabajo: 35 Mpa**
  - **Caudal máximo: 0,0005 $\frac{m^3}{s}$**
- **Tacómetro Digital laser WACHENDORFF Handy 1**
- **Manómetro de caratula de glicerina (0-5000 psi)**
- **Rotámetro de área variable H621**

ANEXO O-GUÍA PRACTICA DE LABORATORIO

Universidad de Córdoba

Facultad de Ingeniería

Ingeniería Mecánica

Ensayo de medición de potencia

OBJETIVO

Establecer experimentalmente la curva de rendimiento de un motor de combustión interna y/o eléctrico para compararla con la curva aportada por el fabricante.

MARCO TEÓRICO

Dinamómetro hidráulico

Este tipo de dinamómetro consiste en un sistema cerrado que permite cargar un motor al generar una fuerza motriz contraria al giro del eje del cigüeñal de un motor. Para esto se utilizan bombas de desplazamiento positivo conectado al eje del cigüeñal mediante un matrimonio mecánico, el dinamómetro hidráulico cuenta con una válvula que controla el flujo hidráulico, el cual pueden ser manuales o servo válvulas, su función es restringir el flujo cuando se aplica carga sobre la bomba de piñones, generando un torque opuesto al giro del motor de combustión o eléctrico, permitiendo reducir la velocidad del motor hasta la velocidad angular deseada que se mide en unidades de revoluciones por minuto o rpm. Cuando del motor de prueba trabaja a una velocidad determinada cargado por el dinamómetro, se puede calcular la potencia que es entregada a la bomba mediante cálculos matemáticos y obtener curvas de potencia.

Los valores de potencia y torque se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones:

Potencia absorbida (P)

$$\boldsymbol{P = \frac{Q*\Delta p}{600*\eta_{tot}}} \ \textbf{[kW] (1)}$$

Q: caudal [litros/min]

Δp: diferencial de presión [bar]

$\boldsymbol{\eta_{tot}}$**:** rendimiento total ($\eta_{hm} * \eta_{vol}$) (tomar valor indicativo de 0,8)

Torque o par absorbido (M)

$$\boldsymbol{M = \frac{V*\Delta p}{62{,}8*\eta_{hm}}} \ \textbf{[Nm] (2)}$$

V: cilindrada [$cm^3/giro$]

$\boldsymbol{\Delta p}$**:** diferencial de presión [bar]

$\boldsymbol{\eta_{hm}}$**:** rendimiento hidromecánico (tomar como valor indicativo 0,8 para funcionamiento en frio y 0,85 para funcionamiento en caliente)

Equipo requerido

Dispositivo hidráulico para medir potencia

Tacómetro digital

Motor de combustión o eléctrico

Elementos de protección personal

Multímetro digital+

Fasímetro digital+

+ solo aplica para pruebas en motores eléctricos

Especificaciones del sistema

Rango de potencia de frenado: Hasta 7460 W

Máxima presión de trabajo: 21 Mpa

Diámetro estándar del eje del motor: 19,05 mm

Consideraciones previas y operación del dispositivo

Ver manual de operación.

Toma de datos y análisis

Motores de combustión interna

Los valores necesarios para obtener potencia y torque son presión y caudal para cada valor de velocidad angular entre el punto de mayor potencia y punto de mayor torque, con reducciones de velocidad iguales a las mostradas en la curva del fabricante, tabulando como se muestra a continuación:

RPM	PRESIÓN (bar)	CAUDAL (LPM)	POTENCIA (W)	TORQUE (N-m)
2500	150	8	2553,38163	9,75391784
2600	137,5	9	2633,17481	9,67185363
2700	125	10	2659,77254	9,40771397

Utilizando las ecuaciones 1 y 2 se determinan los valores de las columnas de potencia y torque, para luego construir la curva de desempeño del motor en prueba. Posteriormente, se compara con la curva dada por el fabricante y se determina el error relativo referente a los puntos de mayor potencia y torque.

Motores eléctricos

Los datos necesarios para obtener la curva en carga de un motor eléctrico son presión, caudal, rpm, corriente de trabajo y factor de potencia, estos 2 últimos parámetros se miden por medio de multímetro y fasímetro respectivamente. La toma de valores se hace desde el valor de corriente para carga mínima hasta el valor nominal, acatando el aumento en la demanda de corriente expuesta en la curva de fábrica. Los valores se deben organizar en una tabla como se muestra a continuación

CORRIENTE (A)	RPM	FP	CAUDAL (LPM)	PRESIÓN (bar)	POTENCIA (W)	TORQUE (N-m)

Para obtener los valores correspondientes a las columnas de potencia y torque se utilizan la ecuación 1 y 2.

La potencia absorbida por el motor se puede calcular mediante la ecuación de potencia eléctrica, así:

Para sistemas monofásicos:

$$P = V * I * FP \quad (W) \textbf{ (3)}$$

Para sistemas trifásicos:

$$P = \sqrt{3} * V * I * FP \quad (W) \textbf{ (4)}$$

V= voltaje (V)

I= corriente de operación (A)

FP= factor de potencia (entre o y 1)

La potencia mecánica suministrada por el motor eléctrico se relaciona con la potencia eléctrica absorbida por medio del rendimiento, este parámetro se determina a partir de la siguiente relación:

$$RENDIMIENTO = \frac{POTENCIA\ MECÁNICA}{POTENCIA\ ELÉCTRICA} \quad \textbf{(5)}$$

Adicionalmente, en la curva de un motor eléctrico se incluye el parámetro de deslizamiento, este se obtiene mediante la siguiente relación:

$$DESLIZAMIENTO = \frac{n_s - n}{n_s} \quad \textbf{(6)}$$

$$n_s = Rotación\ sincrona\ ; n = rpm\ de\ trabajo$$

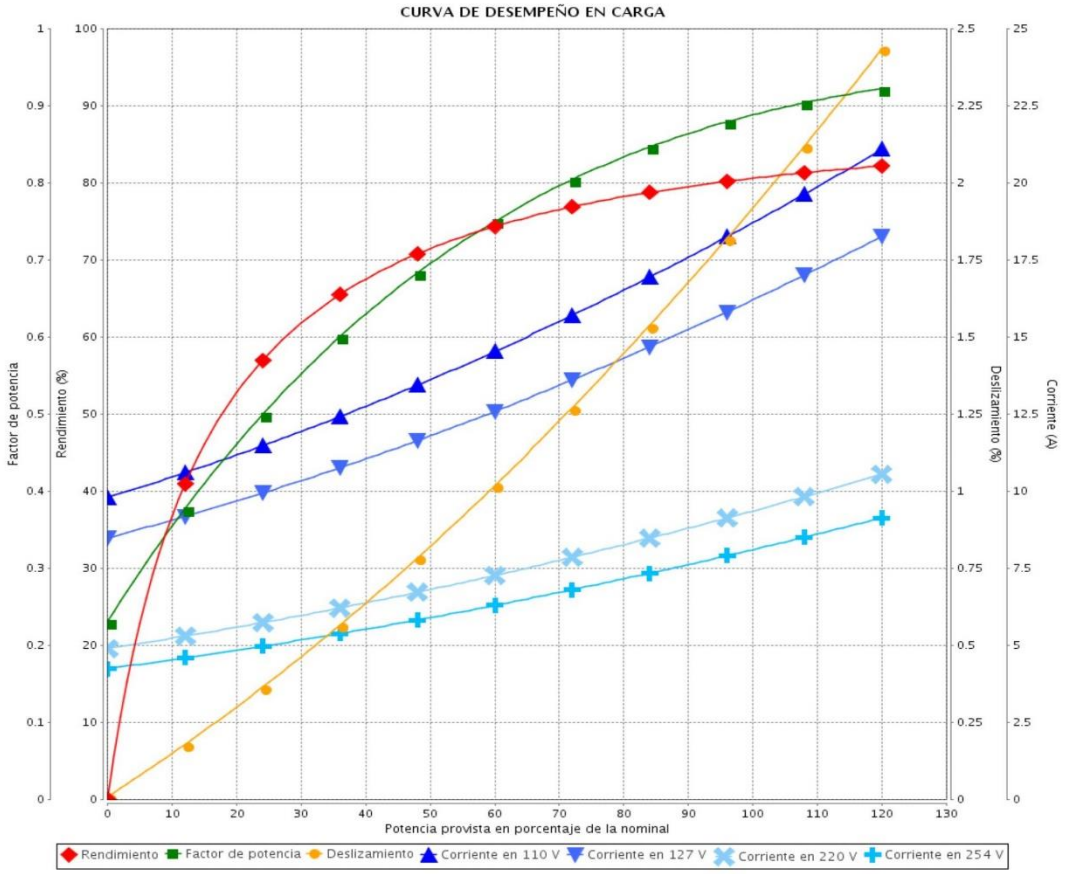
Finalmente, los datos incluidos en la curva de carga de un motor eléctrico son potencia mecánica, torque, corriente de operación, voltaje, factor de potencia, rendimiento y deslizamiento.

La figura muestra un ejemplo de una curva en carga para motor eléctrico monofásico tipo odp de uso general.

CURVA DE DESEMPEÑO EN CARGA

Motor Monofásico de Inducción - Rotor de Jaula

Cliente	:		
Línea del producto	: Motor Monofásico	Código del producto :	14426841



Tomada de: https://www.weg.net/catalog/weg/BR/es/Motores-El%C3%A9ctricos/Monof%C3%A1sico/Uso-General/Motor-de-Chapa-de-Acero-Abierto

Referencias

- Chávez Enríquez, N. E. (2007). *Diseño y automatización de un dinamómetro hidráulico para motores de combustión interna con una potencia menor a 50 HP. Quito- Ecuador*

- MARZOCCHI. (julio 2019), Bombas y motores de engranajes. Obtenido de http://italmatic.es/wp-content/uploads/2019/07/marzocchi-bombas-engranaje-ghp.pdf